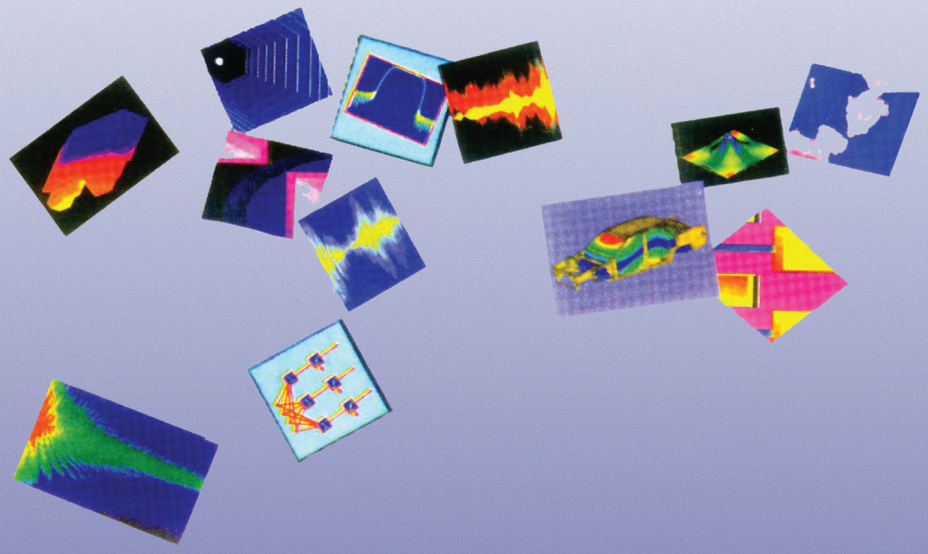
中文核心期刊（机械、仪表类）
Ei Compendex 收 录 期 刊
中国科学引文数据库来源期刊
中文科技期刊数据库收录期刊

ISSN1004-6801
CN32-1361/V
CODEN ZCZHFY



振动．测试与诊断

Journal of Vibration,Measurement & Diagnosis

第 42 卷　第 6 期
Vol.42　No.6
总第 212 期

6
2022

ISSN 1004-6801
12>
9 771004 680222

南　京　航　空　航　天　大　学　　主办
全国高校机械工程测试技术研究会　　协办
中航工业上海航空测控技术研究所　　协办
北　京　飞　机　强　度　研　究　所　　协办
《振动、测试与诊断》编辑部　　出版

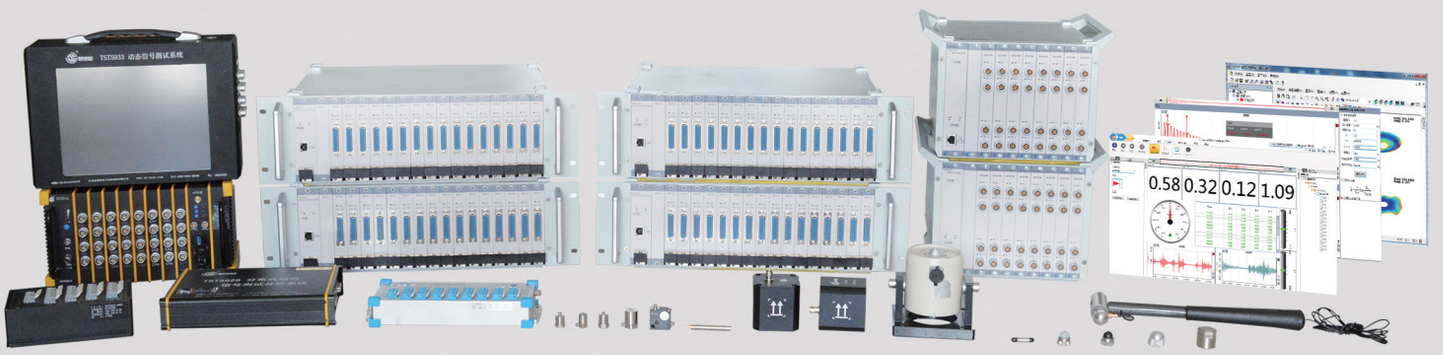
TZTIOT®
泰之特物联

泰斯特电子 TEST ELECTRON

把测试交给仪器
将思想留给自己

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



八大优势

- 公司产品具有完全自主知识产权，响应国家仪器国产化的要求
- 单通道可支持应变、振动、压力、温度等测量
- 卓越的抗干扰能力，保证强磁强电环境下，能正常工作
- 系统可支持自标定功能
- 土 500V 共模电压（传导干扰），依然有 120dB 以上的抑制能力
- 功能丰富的采集分析软件，并能与 MATLAB、LABVIEW、CVI 无缝对接
- 万兆以太网通迅，保证几千个通道，实时高速采集、实时传输、实时存盘、实时分析
- 每通道独立 DSP 抗混滤波器和模拟滤波器，以及双 24 位Σ-Δ型 ADC，保证测量精度


航空航天


兵器舰船



轨道交通


土木工程

全国免费服务热线：400-656-8848

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

扬州英迈克测控技术有限公司

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

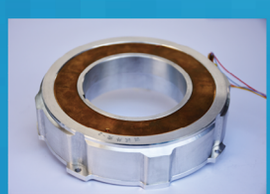

PMR40ZK


PMR45


驱动器1(DC12V)


PMR60


PMR70EN


PMR120ZK


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±20	170±20	140±20	140±20	140±20
额定功率(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
额定转速(rpm)	150	150	150	120	150	120	15
最大转速(rpm)	300	260	230	180	260	200	40
额定力矩(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（空载）						
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号南京航天航空大学艺术中心一层

电话：（025）52116735　传真：（025）52116080

联系人：梁永青

联系电话：13921428636

网址：www.scnuaa.com.

广告

CRYSTAL INSTRUMENTS



EDM-DSA 动态信号采集/分析系统

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。



IEPE加速度传感器　电荷加速度传感器　声学传感器　速度传感器　转速传感器　应变片　压力传感器　铂电阻温度传感器

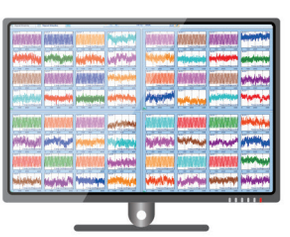


电荷放大器



CoCo-80X　Spider-80X　Spider-80SG　Spider-80Xi





传感器连接 + 采集分析流程

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

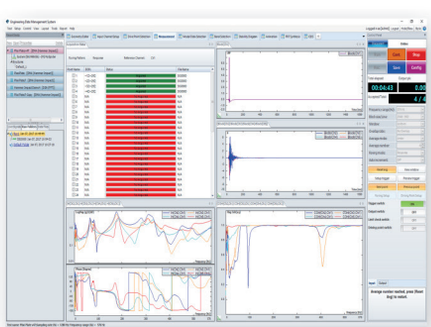
广告

CRYSTAL INSTRUMENTS

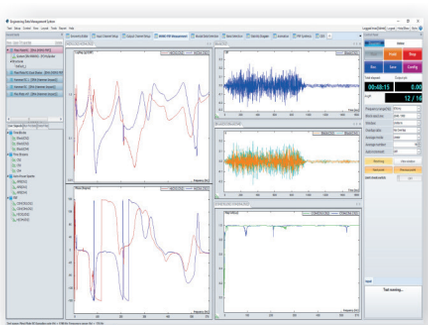
EDM-Modal 模态测试分析系统

支持4~512通道数多种动态信号分析仪

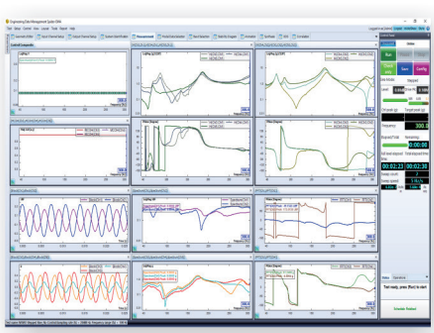




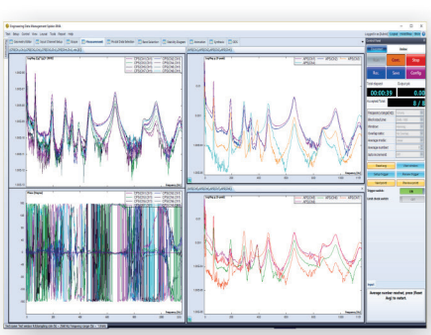
锤击法测试
(Hammer Impact Testing)



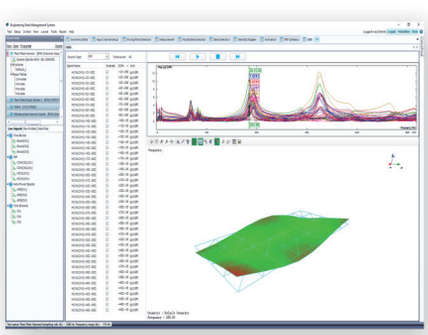
单/多输入多输出
(SIMO/MIMO-FRF)



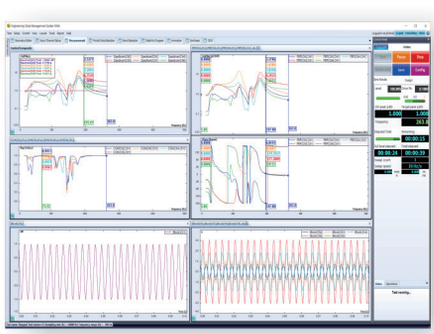
单/多输入多输出步进正弦测试
(SIMO/MIMO Stepped Sine Testing)



工作模态测试
(OMA)



工作变形分析
(ODS)



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

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

振 动、测 试 与 诊 断

ZHENDONG CESHI YU ZHENDUAN

2022年12月 （双月刊） 第42卷第6期 (总第212期)

目 次

专家论坛

压电驱动技术研究进展与展望 ……刘英想，邓 杰，常庆兵，张仕静，陈维山（1045）

论 文

基于深度学习的航空发动机齿轮故障诊断

……万安平，杨 洁，王景霖，陈 挺，缪 徐，黄佳湧，杜 翔（1062）

数据驱动的凸轮式绝对重力仪微小故障诊断 ……牟宗磊，王 晨，张 媛，郝妮妮，胡 若（1068）

快速Hoyer谱图及VNCMD的变转频滚动轴承故障诊断 …石文杰，温广瑞，黄 鑫，周 桥，包渝锋（1076）

适用于RAC框架结构的地震动强度指标研究……侯红梅，刘文锋，陈冠君（1084）

基于GARCH-M模型的非线性损伤识别和实验研究 ……黄 淇，郭惠勇（1092）

含团聚物潮湿细粒煤与弛张筛板耦合振动分析 ……唐 建，熊晓燕，武 兵，曹 荣（1099）

基于注意力循环胶囊网络的滚动轴承故障诊断

……瞿红春，朱伟华，高鹏宇，王 超，周大鹏，丁 凯（1108）

可控惯容器非线性建模分析与参数辨识测试 ……刘昌宁，陈 龙，张孝良，杨 艺（1115）

多自由度固面天线反射面展开动力学分析 ……杨全欧，秦远田，陈金宝，李 波（1122）

修正自适应滤波算法的道路噪声主动控制系统

……张立军，皮雄飞，孟德建，曹 诚，赵 野，束 元，张梦浩（1128）

基于IES的切削颤振孕育期信号降噪方法 ……郑华林，高炜祥，胡 腾，王 虎，阳 红（1134）

应用时频图像纹理特征的行星齿轮故障诊断 …崔宝珍，王 斌，任 川，彭智慧，王浩楠，王泽兵（1141）

支座类型对重载铁路简支梁动力响应影响研究 ……陈树礼，许宏伟，刘永前（1147）

斜端面Hopkinson杆校准多维高g值加速度计方法研究……高 猛，郭伟国，李小龙（1155）

恒刚度桩-土界面循环弱化机制 ……刘俊伟，朱　娜，凌贤长，万志朋，黄孝义，赵国晓（1163）

超声电机驱动的CMG框架系统滑模控制……梁柱林，徐张凡，鲁　明，潘　松（1170）

基于接触器触头弹跳振动特性分析 ……黄克鹏，王发展，赵明基，郭宝良，区达铨（1177）

核反应堆立式主泵泵轴涡动特性研究……李　振，王洪凯，袁少波（1184）

艏摇运动下船用转子系统的非线性动力学特性……史阳旭，李　明，杜晓蕾（1189）

浮空器柔性复合蒙皮变形光纤光栅传感方法 ……刘炳锋，孙广开，何彦霖，董明利（1198）

基于AIF和TT的滚动轴承复合故障诊断……刘宝华，张穆勇，臧延旭，唐贵基（1206）

中空型超声电机定子的有效机电耦合系数分析 ……汪红星，刘　军，朱　华，潘政阳（1212）

基于低秩与稀疏分解的层合板损伤定位……颜津玮，曹善成，徐　超（1220）

基于Guyan缩聚与均布载荷面曲率的柱壳损伤识别 ……赵建刚，张玉祥，陈家照，张　鑫（1226）

基于深度学习LSTM-DBN的水轮机振动故障预测方法……罗　毅，武博翔（1233）

第42卷第6期英文摘要 ……（1239）

广告·信息

欢迎订阅《振动、测试与诊断》（1238）　向审稿人致谢（1252）　扬州英迈克测控技术有限公司（1253）　东方振动和噪声技术研究所（1254）

（第42卷卷终）

振动、测试与诊断（双月刊）
ZHENDONG CESHI YU ZHENDUAN

第42卷　第6期
2022年12月出版

责任编辑：杨燕平

主　　管　中华人民共和国工业和信息化部
主　　办　南京航空航天大学
　　全国高校机械工程测试技术研究会
主　　编　赵淳生
编辑出版　《振动、测试与诊断》编辑部
地　　址　南京市御道街29号
邮　　编　210016

印　　刷　南京百花彩色印刷广告制作有限责任公司
发　　行　江苏省邮政局
邮发代号　28-239
发行范围　公开发行
电　　话　(025)84893332
E - mail　qchen@nuaa.edu.cn
网　　址　http://zdcs.nuaa.edu.cn
创刊日期　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

Dec. 2022 (BIMONTHLY) Vol. 42 No.6 (Sum No. 212)

CONTENTS

TECHNICAL COMMENT

Progress and Prospects in Piezoelectric Actuation Technologies
……*LIU Yingxiang*, *DENG Jie*, *CHANG Qingbing*, *ZHANG Shijing*, *CHEN Weishan* (1045)

PAPERS

Fault Diagnosis of Aeroengine Gear Based on Deep Learning
……*WAN Anping*, *YANG Jie*, *WANG Jinglin*, *CHEN Ting*, *MIU Xu*, *HUANG Jiayong*, *DU Xiang* (1062)
Data-Driven Incipient Fault Diagnosis for Cam-Driven Absolute Gravimeter
……*MOU Zonglei*, *WANG Chen*, *ZHANG Yuan*, *HAO Nini*, *HU Ruo* (1068)
Rolling Element Bearing Defect Diagnosis Under Variable Frequency Based on Fast Hoyergram and Improved VNCMD …*SHI Wenjie*, *WEN Guangrui*, *HUANG Xin*, *ZHOU Qiao*, *BAO Yufeng* (1076)
Ground Motion Intenity Measures of RAC Frame Structures
……*HOU Hongmei*, *LIU Wenfeng*, *CHEN Guanjun* (1084)
Nonlinear Damage Identification and Experiments Based on GARCH-M Model
……*HUANG Qi*, *GUO Huiyong* (1092)
Coupling Vibration Analysis Between Flip-Flow Screen Panels and Moist Fine Coal Material Containing Agglomerates……*TANG Jian*, *XIONG Xiaoyan*, *WU Bing*, *CAO Rong* (1099)
Fault Diagnosis of Rolling Bearing Based on Attention Recurrent Capsule Network
……*QU Hongchun*, *ZHU Weihua*, *GAO Pengyu*, *WANG Chao*, *ZHOU Dapeng*, *DING Kai* (1108)
Nonlinear Modelling Analysis and Parameter Identification Test of Controllable Inerter
……*LIU Changning*, *CHEN Long*, *ZHANG Xiaoliang*, *YANG Yi* (1115)
Dynamic Analysis of Reflection Surface Deployment of Multi-degree of Freedom Solid Antenna
……*YANG Quanou*, *QIN Yuantian*, *CHEN Jinbao*, *LI Bo* (1122)
Active Road Noise Control System with Modified Adaptive Filtering Algorithm
……*ZHANG Lijun*, *PI Xiongfei*, *MENG Dejian*, *CAO Cheng*, *ZHAO Ye*, *SHU Yuan*, *ZHANG Menghao* (1128)
Research on Signal Denoising Method of Chatter Incubation Stage Based on IES
……*ZHENG Hualin*, *GAO Weixiang*, *HU Teng*, *Wang Hu*, *YANG Hong* (1134)
Fault Diagnosis of Planetary Gear Used Time-Frequency Image Texture Features
…*CUI Baozhen*, *WANG Bin*, *REN Chuan*, *PENG Zhihui*, *WANG Haonan*, *WANG Zebing* (1141)
Influence Research of Dynamic Performance on Heavy-Haul Railway Simply-Supported Bridge Accused by Different Bearing ……*CHEN Shuli*, *XU Hongwei*, *LIU Yongqian* (1147)

Calibrating Multi-dimensional High-*g* Acceleration with Bevel End Hopkinson Bar
……*GAO Meng*, *GUO Weiguo*, *LI Xiaolong* (1155)
Cyclic Weakening Mechanism in Constant Normal Stiffness of Pile-Soil Interface
……*LIU Junwei*, *ZHU Na*, *LING Xianzhang*, *WAN Zhipeng*, *HUANG Xiaoyi*, *ZHAO Guoxiao* (1163)
Sliding Mode Control for Control Moment Gyroscope Gimbal System Driven by Ultrasonic Motor
……*LIANG Zhulin*, *XU Zhangfan*, *LU Ming*, *PAN Song* (1170)
Vibration Characteristic Analysis Based on Contact Bounce of Contactor
……*HUANG Kepeng*, *WANG Fazhan*, *ZHAO Mingji*, *GUO Baoliang*, *OU Daquan* (1177)
Pump Shaft Whirl Characteristic for Vertical Main Coolant Pump of Nuclear Reactor
……*LI Zhen*, *WANG Hongkai*, *YUAN Shaobo* (1184)
Nonlinear Dynamics of Marine Rotor-Bearing System Under Yawing Motion
……*SHI Yangxu*, *LI Ming*, *DU Xiaolei* (1189)
Optical Fiber Grating Sensing Method for Flexible Composite Skin Deformation of Aerostat
……*LIU Bingfeng*, *SUN Guangkai*, *HE Yanlin*, *DONG Mingli* (1198)
Compound Fault Diagnosis of Rolling Bearings Based on AIF and Improved Time-Time Transform
……*LIU Baohua*, *ZHANG Muyong*, *ZANG Yanxu*, *TANG Guiji* (1206)
Analysis of Effective Electromechanical Coupling Coefficient of Hollow Ultrasonic Motor Stator
……*WANG Hongxing*, *LIU Jun*, *ZHU Hua*, *PAN Zhengyang* (1212)
Damage Localization of Composite Laminated Plates Based on Low-Rank and Sparse Decomposition
……*YAN Jinwei*, *CAO Shancheng*, *XU Chao* (1220)
Damage Identification of Rocket Skin Based on Guyan Polycondensation and Uniform Load Surface Curvature ……*ZHAO Jiangang*, *ZHANG Yuxiang*, *CHEN Jiazhao*, *ZHANG Xin* (1226)
Vibration Fault Prediction Method of Hydraulic Turbine System Based on Deep Learning LSTM-DBN
……*LUO Yi*, *WU Boxiang* (1233)

Abstracts of Vol.42 No.6 in English …… (1239)

(End of the Volume 42)

Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis(Bimonthly)

Vol. 42 No.6 Publishing Date Dec. 2022 Start Publication October 1980

Responsible Institution	Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China	**Printed by**	Nanjing Baihua Print Advertising Limited Liability Company
		Address	29 Yudao Street, Nanjing, China
Sponsored by	Nanjing University of Aeronautics & Astronautics	**Zipcode**	210016
	University Association of Mechanics Engineering Measurement Technology	**Tel**	(025)84893332
		E-mail	qchen@nuaa.edu.cn
		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 Distribution Code**	28-239

◀专家论坛▶

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.001

压电驱动技术研究进展与展望*

刘英想， 邓 杰， 常庆兵， 张仕静， 陈维山
（哈尔滨工业大学机器人技术与系统国家重点实验室 哈尔滨，150001）

摘要 压电驱动具有结构简单、构型多样、力密度高、精度高、响应快、断电自锁、无电磁干扰以及环境适应性好等突出优势，在超精加工、半导体制造、机器人、精密仪器、生命科学、航空航天和武器装备等领域均具有迫切的应用需求，已成为高端装备向高精尖发展的一项核心技术。压电驱动技术可为高端装备的突破和发展提供坚实的基础，具有重要的科学意义和实用价值。首先，从高端装备发展对精密驱动技术的实际需求出发，系统阐述了压电驱动技术的定义、分类及特点；其次，介绍了压电驱动技术的研究现状，并对压电驱动技术的典型应用进行了概述和分析；最后，对压电驱动技术进行了讨论与展望。

关键词 压电驱动技术；纳米级精密驱动；共振型压电驱动器；非共振型压电驱动器；超精密操控
中图分类号 TB552；O426.9

引 言

精密驱动是高端装备领域的一项共性支撑技术，其行程、速度和精度等指标将直接决定装备的加工精度、机器人的操控精度、仪器的检测精度、航天器的飞行轨迹精度和武器系统的打击精度等。如超精加工运动平台、大规模集成电路加工、微机电系统器件封装及细胞精细操控等高端装备领域均对驱动系统的各项指标提出了极高的要求，需具备nm级精度、mm级行程、多自由度输出、N级输出力、mm/s级速度以及灵活紧凑的结构等特性，部分指标已超出目前驱动系统所能达到的极限。因此，发展精密驱动技术成为高端装备寻求突破过程中最为基础和亟待攻克的问题之一。

传统的精密驱动主要通过电磁驱动方式实现，然而受到工作原理及结构制约，已不能满足上述高端装备领域对相关技术的发展要求。压电驱动利用压电材料的逆压电效应工作，易于实现nm级分辨力，通过灵活的结构和多样化的致动方式结合，可满足兼顾小体积和多自由度输出特性的技术要求。此外，压电驱动还具有出力大、响应速度快、电磁兼容性优异等特性，已被应用在各种具有纳米级定位能力的系统中，成为精密驱动技术的核心研究方向。

首先，对压电驱动技术进行概述，介绍压电驱动的定义和致动原理、压电驱动器的特点及分类；其次，阐述目前压电驱动技术的研究现状；然后，结合笔者团队工作，介绍压电驱动技术在9个典型领域的应用现状；最后，对压电驱动技术进行讨论与展望。

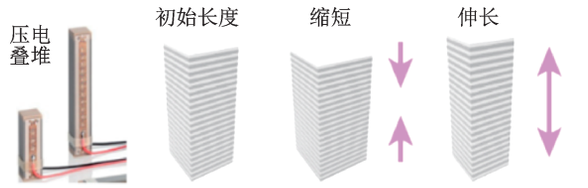
1 压电驱动技术概述

1.1 压电驱动的定义和致动原理

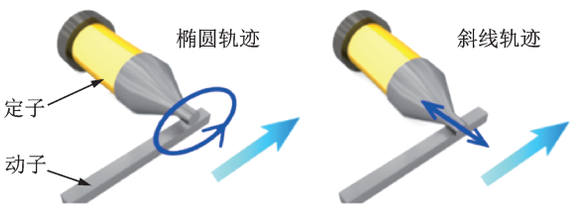
压电驱动是一种利用压电材料逆压电效应将电能转换为机械能，从而实现运动输出的新型驱动技术。压电驱动的致动原理如图1所示。压电陶瓷元件在外部电场的作用下会产生微小的机械变形，这种机械变形可用于实现微小尺度范围内纳米精度位移的直接输出，称之为压电陶瓷直接变形致动，其原理如图1(a)所示。此外，压电陶瓷元件和金属弹性体可以组成特定形状的弹性复合体，通过给压电陶瓷元件施加特定形式的信号可激励定子弹性体产生低频运动/高频振动，进而在定子弹性体驱动区域内，质点形成具有驱动作用的运动轨迹(直线、斜线、矩形、三角形及椭圆等)，进一步通过定子和动子之间的摩擦耦合实现动子的宏观运动输出。这种基于摩擦耦合的致动原理可以通过微小步距重复累积的方式实现大行程输出，如图1(b)所示，工作过程中存在两个能量转换过程：①通过逆压电效应将电能转换为定子微观运动的机械能；②通过摩擦耦合将

* 国家自然科学基金资助项目(52225501，5210051275)
收稿日期：2022-10-10；修回日期：2022-11-15

定子的微观运动转换为动子的宏观运动。



(a) 压电陶瓷直接变形的致动原理
(a) Actuation principle of direct deformation of piezoelectric ceramics



(b) 基于摩擦耦合的致动原理
(b) Actuation principle based on friction coupling

图 1 压电驱动的致动原理

Fig.1 Actuation principle of piezoelectric actuation

压电驱动技术由于其独特的致动原理和技术特点，在研究应用中表现出以下优点[1-3]：位移分辨力高、响应速度快、出力密度高、低速大推力、构型多样、断电自锁、无电磁干扰、环境适应性好及运动形式多样化。受工作原理限制，压电驱动器存在以下局限：对驱动电源要求严格、输出功率较小、输出存在非线性及成本较高，这 4 个典型缺陷在一定程度上限制了压电驱动器的大规模应用。

1.2 压电驱动器的分类

各种原理、形式和结构的压电驱动器的分类如图 2 所示。按振动模式可以分为共振型和非共振型；按输出形式可以分为单自由度型和多自由度型；按驱动模式可以分为超声驱动型、惯性驱动型、行走驱动型以及直接驱动型[4]。



图 2 压电驱动器分类

Fig.2 Classification of piezoelectric actuator

2 压电驱动技术研究现状

2.1 共振型压电驱动器

共振型压电驱动器工作在共振状态下，为避免工作过程中产生噪音，通常将工作频率设计在超声频段（大于 20 kHz），因此共振型压电驱动器也被称为超声电机。按照驱动器工作中所采用的振动模态，将共振型压电驱动器分为行波超声压电驱动器、驻波超声压电驱动器和模态复合超声压电驱动器。

2.1.1 行波超声压电驱动器

行波超声压电驱动器，也称为行波超声电机，是指利用压电陶瓷在弹性体定子中激励出行进的弯曲振动行波，从而使弹性体定子驱动表面的质点产生具有驱动作用的椭圆轨迹运动。弹性体定子中的行波是由 2 组相同振型的驻波叠加而成。根据振动叠加原理，2 组驻波不仅具有相同振型，还应具有空间和时间上的正交关系，即具有空间上的 1/4 波长差以及时间上的 $\pm 90^{\circ}$ 相位差，通过改变 2 组驻波的相位差可以改变行波的行进方向，进而实现动子的双向运动输出。通常在定子弹性体表面设置驱动足并以椭圆轨迹运动，再利用定子与动子间的摩擦力驱动动子。

行波超声压电驱动器根据动子的运动形式可分为直线型[5-6]和旋转型[7-8]。其中，直线型行波超声压电驱动器所用定子一般是长梁或细杆结构，定子两端容易产生波反射，进而破坏行波的生成条件。旋转型行波超声压电驱动器采用圆环等轴对称结构作为定子，容易激励出行波，成为行波超声压电驱动器领域中的主要研究对象。1983 年，日本新生（Shinsei）公司研制出一种旋转型行波超声压电驱动器，是现在环形行波超声压电驱动器的前身，并被佳能（Canon）公司应用在照相机自动调焦系统上。旋转型行波超声压电驱动器[9-15]如图 3 所示，其所使用的振动模式主要有圆筒的径向弯曲振动模式和圆环的轴向弯曲振动模式 2 种。

目前，市场上有许多商用旋转型行波超声压电驱动器。例如，日本新生（Shinsei）公司开发的 USR-60 系列电机，其属于采用环形轴向弯曲振动模式的旋转型行波超声压电驱动器。国内学者也研制了一系列的行波电机[15-20]，包括采用圆筒的径向弯曲振动模式和圆环的轴向弯曲振动模式的旋转型行波超声压电驱动器。旋转型行波超声压电驱动器因其结构简单、力矩和效率较高、驱动和控制性能较好的特点，一直是超声压电驱动器领域的主要研究对象，也是技术最成熟和产业化最成功的超声压电驱动器。



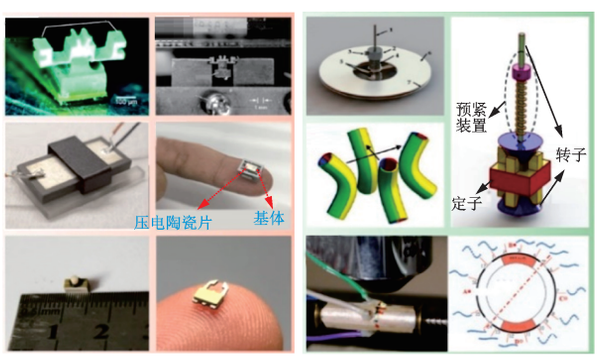
(a) 圆筒径向振动型　(b) 圆环轴向振动型
(a) Cylinder radial vibration type　(b) Ring axial vibration type

图 3　行波压电驱动器

Fig.3　Traveling wave ultrasonic piezoelectric actuator

2.1.2　驻波超声压电驱动器

驻波超声压电驱动器，也称为驻波超声电机，其利用压电陶瓷在定子弹性体中激励出弯曲振动驻波，将驱动足布置于驻波的特定位置，使得驱动足端面质点随驻波的周期振动而产生椭圆或斜线等具有驱动作用的振动轨迹，进而基于摩擦耦合驱动动子。与行波超声压电驱动器相比，驻波超声压电驱动器在任何形状的定子中都可以轻松获得驻波。驻波压电驱动器如图 4 所示，按照输出形式，驻波超声压电驱动器也分为直线型[21-27]和旋转型[28-31]。



(a) 直线型　(b) 旋转型
(a) Linear type　(b) Rotary type

图 4　驻波压电驱动器

Fig.4　Standing wave ultrasonic piezoelectric actuator

驻波超声压电驱动器用单相信号即可在定子中激励出驻波振动，并通过合理布置驱动足位置或设计定子形状来获得具有驱动作用的振动轨迹[32-33]。目前，市场上有许多商用驻波超声压电驱动器，例如德国 PI 公司研发的 PILine 系列压电驱动器。国内学者也开展了驻波超声压电驱动器的研究[27,34-37]，在结构设计、致动原理、理论建模、仿真分析、实验测试与实际应用方面取得了一系列成果。驻波压电驱动器的优点在于单相激励，驱动电路和控制方法简单，出力大；不足之处在于速度波动大，不易实现双向驱动，或实现双向直线驱动时两个运动方向性能存在差异，或需分别激励两个压电振子来实现具有相同运动性能的双向驱动。

2.1.3　模态复合超声压电驱动器

模态复合型超声压电驱动器如图 5 所示，其原理是在定子复合弹性体上激励出相同频率的振动模态，通常一个模态用于在定子/动子间提供正压力，另一个模态借助于定子与动子的摩擦来提供驱动力，从而使动子产生直线或旋转运动。定子的振动模态形式多样，目前比较成熟的有纵-扭、纵-弯、弯-弯和纵-纵[38-42]等模态复合类型。



(a) 纵-扭复合　(b) 纵-弯复合　(c) 弯-弯复合　(d) 纵-纵复合
(a) Longitudinal-torsional hybrid　(b) Longitudinal-bending hybrid　(c) Bending-bending hybrid　(d) Longitudinal-longitudinal hybrid

图 5　模态复合型超声压电驱动器

Fig.5　Mode hybrid ultrasonic piezoelectric actuator

Nakamura 等[43]设计了一种纵扭复合旋转型超声压电驱动器。由于模态复合超声压电驱动器的速度可控性好，得到了大量研究[39-40,43-52]，并在航天、医疗、超精加工及精密仪器等领域得到了应用。

对比总结不同模态复合型超声压电驱动器的基本特点，如表 1 所示。其中：纵-纵复合型超声压电驱动器可以实现直线和旋转运动，因为需要 2 个正交的纵振压电振子，导致其整体尺寸较大；纵-扭复合型超声压电驱动器只能激励出驱动足的平面椭圆轨迹，故仅能实现旋转运动，由于采用 2 种不同的振动模态，其结构较为复杂；纵-弯复合型超声压电驱动器采用 2 种不同的振动模态，频率简并过程较复杂，驱动器对称性较差，导致体积偏大；弯-弯复合型超声压电驱动器具有无需频率简并、结构简单、可用于直线和旋转运动的优点，综合特性最优，应用前景最好。笔者团队在弯-弯复合型超声压电驱动器领域进行了深入研究，提出了多种结构和激励方案，大大提高了驱动的综合特性[53-56]。

表 1 模态复合型超声压电驱动器特点对比

Tab.1 Characteristics comparison of mode hybrid ultrasonic piezoelectric actuator

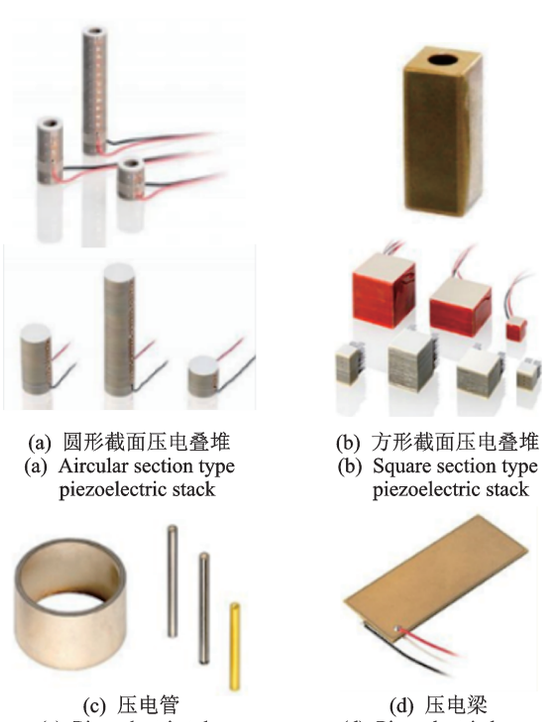
类型	结构形式	频率简并	输出运动形式	结构紧凑性	结构复杂性
纵-扭	直梁	需要	旋转	紧凑	简单
纵-弯	直梁	需要	直线/旋转	紧凑	中等
弯-弯	直梁	不需要	直线/旋转	紧凑	复杂
纵-纵	交叉梁	需要	直线/旋转	不紧凑	中等

2.2 非共振型压电驱动器

非共振型压电驱动器工作在低频非共振频率范围，按照致动模式，将其分为直驱型压电驱动器、叠堆融合位移放大机构直驱型压电驱动器、行走型压电驱动器和惯性压电驱动器。

2.2.1 直驱型压电驱动器

叠堆型压电驱动器是直驱型压电驱动器的代表，采用多层压电陶瓷片堆叠的结构形式，在电压信号激励下实现多层陶瓷响应位移的叠加输出，具有结构紧凑、分辨力高、输出力大及体积小等优点。叠堆型压电驱动器由上千片压电陶瓷组成，在电压激励下同时伸长，输出位移为压电陶瓷伸长量之和，用于实现直线运动输出。直驱型压电驱动器如图 6 所示。代表性的压电叠堆主要包括圆形截面压电叠堆和方形截面压电叠堆。此外，直驱型压电驱动器还包括通过弯曲变形实现直线输出运动的压电管和压电梁结构。直驱型压电驱动器的优点是输出力大，易于实现 nm 级分辨力，激励信号简单，易于控制；但存在输出行程小的缺点。目前，直驱型压电驱动器主要用于输出直线运动。针对输出旋转运动的直驱型压电驱动器，文献[57]提出一种基于压电陶瓷 d_{15} 工作模式的旋转型压电驱动器，将多片压电陶瓷沿圆周方向布置，各压电陶瓷沿轴向极化，沿周向施加激励电压，压电陶瓷在激励电压的作用下发生剪切变形，从而输出精密旋转运动，该旋转直接驱动型压电驱动器具有体积小、动态特性好等优点。



(a) 圆形截面压电叠堆 (a) Aircular section type piezoelectric stack

(b) 方形截面压电叠堆 (b) Square section type piezoelectric stack

(c) 压电管 (c) Piezoelectric tube

(d) 压电梁 (d) Piezoelectric beam

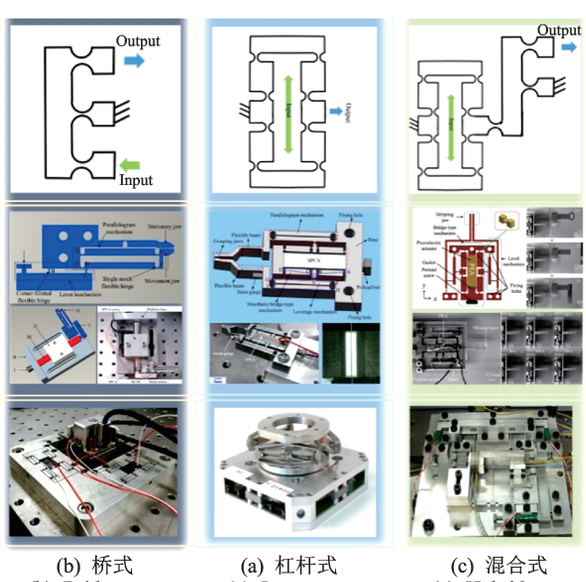
图 6 直驱型压电驱动器

Fig.6 Direct drive piezoelectric actuator

2.2.2 叠堆融合位移放大机构直驱型压电驱动器

将压电叠堆和具有导向功能的柔性位移放大机构组合，压电叠堆的输出位移被柔性位移放大机构放大，可以在一定程度上改善压电叠堆行程小的问题[58-59]。

根据所采用柔性位移放大机构的工作原理，叠堆融合位移放大机构直驱型压电驱动器主要分为杠杆式[60-61]、桥式[62-63]和混合位移放大式[64-65]，如图 7 所示。国外学者在构型设计及数学模型等方面做了一系列研究[66-71]。国内学者在叠堆融合位移放大机构直驱型压电驱动器的结构设计、数学模型建立、控制系统搭建及实际应用方面取得了丰硕的研究成果[72-76]。在商用领域，法国 Cedrat Technologies SA 公司研发了一系列直线、旋转型叠堆融合位移放大机构直驱型压电驱动器，在航空航天、医疗等领域得到了应用。



(b) 桥式 (b) Bridge type

(a) 杠杆式 (a) Lever type

(c) 混合式 (c) Hybrid type

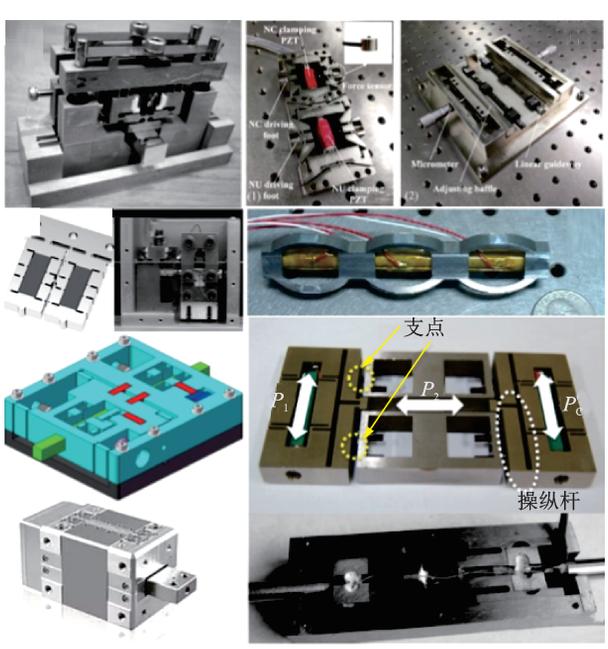
图 7 叠堆融合位移放大机构直驱型压电驱动器

Fig.7 Direct drive piezoelectric actuator by stack fusion displacement amplifier

通过压电叠堆融合柔性位移放大机构的设计，将输出位移放大数十倍，大大拓展了应用范围。但是柔性位移放大机构的使用会进一步增大驱动器的整体尺寸，导致系统动态特性变差，并存在耦合位移、控制方法复杂等不足。笔者团队提出一种基于空间螺旋柔性机构融合压电叠堆的旋转型压电驱动器，将压电叠堆的直线运动输出转换为旋转运动，具有结构紧凑、动态响应特性好的优势[77]。

2.2.3　行走型压电驱动器

为了解决直驱型压电驱动器行程小的问题，受自然界多足动物行走运动的启发，行走致动原理被提出。各压电致动单元分别完成“箝位”、“进给”、“释放”及“收缩”等动作，通过多单元协调配合实现行走运动，通过微小步距累积的方式实现大行程运动输出。由于动作类似于自然界中尺蠖的蠕动动作，行走型压电驱动器也被称为尺蠖压电驱动器。根据驱动器运动单元的不同，主要分为行走式[78-82]和推动式[83-86]。行走式类似于动物的行走运动，各压电单元配合驱动自身运动；推动式利用各压电单元配合驱动动子运动。2类典型的行走型压电驱动器如图8所示。Galutva[87]设计了第1个行走式压电驱动器，包含2个箝位压电叠堆和2个驱动压电叠堆，精度达到了μm级。文献[88-89]针对行走型压电驱动器，在构型设计及致动原理等方面进行了研究。文献[90-93]对尺蠖型压电驱动器开展了研究。在商用领域，德国、法国等国家的公司针对行走型压电驱动器的集成化和小型化开展了研究，研制出一系列尺寸和特性各异的行走型压电驱动器。



(a) 行走式　(b) 推动式
(a) Walking type　(b) Pushing type

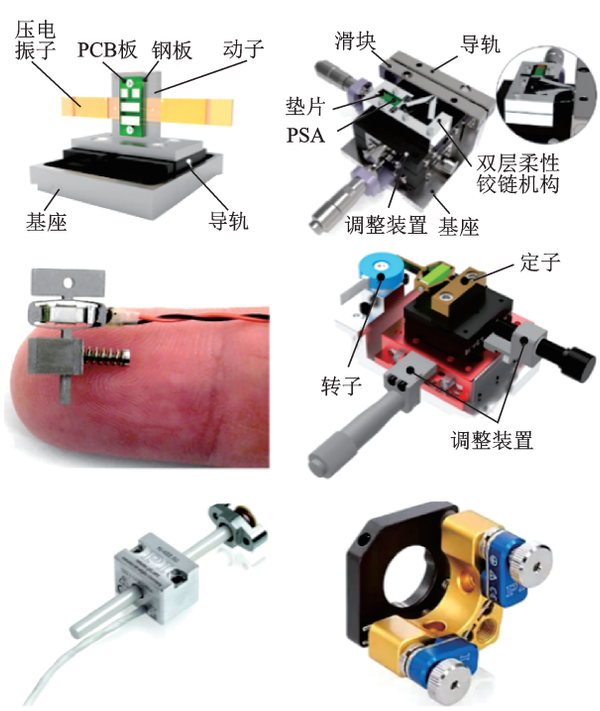
图8　行走型压电驱动器

Fig.8　Walking piezoelectric driver

行走压电驱动器利用静摩擦力驱动，输出力大，步距重复性好；但其采用多组压电单元配合实现行走运动，结构和控制信号复杂，体积较大。此外，多组压电单元动作之间容易发生耦合现象，输出位移存在一定的回退。笔者针对行走型压电驱动技术面临的箝位单元与驱动单元动作耦合问题，提出了通过改善连接单元结构刚度的方案，抑制了耦合位移的输出[94]。文献[95]针对尺蠖型压电结构体积较大的问题，采用三角放大机构嵌入压电叠堆的结构方案，设计了一种结构紧凑的行走型压电驱动器。

2.2.4　惯性驱动型压电驱动器

惯性驱动型压电驱动器充分利用了压电材料快速响应的特点，基于惯性原理实现致动效果。典型惯性压电驱动器如图9所示，按照其工作原理可分为惯性冲击式[96-97]和惯性摩擦式[98-99]。Pohl[100]提出了惯性冲击式压电驱动器，当压电单元快速伸长时利用其惯性实现驱动器的整体移动；当压电单元缓慢缩短时驱动器整体保持静止，通过周期性的动作实现步进运动输出。Hunstig[101]提出了惯性摩擦式压电驱动器，当驱动器定子缓慢动作时，其动子跟随定子移动；当驱动器定子快速动作时，其动子由于惯性保持静止，利用定子单元的“慢-快”周期性动作，即可驱动动子实现“粘-滑”的步进运动。



(a) 惯性冲击式　(b) 惯性摩擦式
(a) Inertia impact type　(b) Inertia friction type

图9　惯性压电驱动器

Fig.9　Inertia piezoelectric actuator

由于具有致动原理和结构简单的优势，惯性压电驱动器得到了国内外学者的深入研究[101-106]。在商用领域，多国针对惯性驱动型压电驱动器的集成化和小型化设计开展了研究，研制出一系列小尺寸的惯性驱动型压电驱动器，在生物医学和精密机器人领域得到了应用。

惯性驱动型压电驱动器的结构和激励信号简单，输出速度较大，易于小型化；但由于采用惯性致动原理，其存在固有的回退和驱动力小等问题。针对这些问题，笔者团队提出了多足交替驱动的方式实现回退位移的抑制方法，以摩擦现象中的Stribeck效应为基础，基于最大静摩擦力大于滑动摩擦力的理论，利用多个驱动单元运动方向、速度和时序的配合来实现对动子驱动力的精准调控，使驱动力的方向和大小保持恒定，进而消除动子运动过程中的惯性回退[107-108]。此外，通过动态调整正压力的方法来控制驱动足与动子之间的摩擦力，抑制“滑”阶段的回退位移，增大输出力[109]。

2.3 不同类型压电驱动器的基本特性

表2为不同压电驱动器特性对比。超声致动型压电驱动器的优点是结构灵活，输出速度和输出力大；缺点是易发热，驱动足存在磨损，导致精度损失并影响其使用寿命，适用于μm级精度和大工作范围的领域。惯性致动型压电驱动器的优点是结构和激励信号简单，输出速度较大；但存在位移回退、输出力小等缺点，适用于低速度、大行程、μm级精度及小驱动力领域。行走致动型压电驱动器的优点是利用静摩擦力驱动，摩擦磨损较小，易于实现亚μm级分辨力，步距重复性好；但其结构和控制信号复杂，适用于输出速度较小、输出力较大的领域。直驱型压电驱动器的优点是输出力大，易于实现亚nm级分辨力，激励信号简单；但存在输出行程小的缺点，虽然可通过结合柔性放大机构放大输出位移，但同时导致了结构复杂及动态性能较差的问题。

表2 不同压电驱动器特性对比

Tab.2 Characteristic comparison of different piezoelectric actuators

致动模式	结构复杂性	输出性能	缺点
超声致动	中等	m/s级速度、亚μm级分辨力、百N级出力	易发热，存在磨损
惯性致动	简单	mm/s级速度、μm级分辨力、N级出力	位移回退，力小
行走致动	复杂	百μm/s级速度、亚μm级分辨力、数十N级出力	结构及信号复杂
直接致动	简单	μm级行程、亚nm级分辨力、kN级级出力	行程小
直接致动(融合位移放大机构)	复杂	数百μm级行程、nm级分辨力、数十N出力	行程较小、结构较复杂

综合而言，工作在单种致动模式下的压电驱动器难以同时实现大行程、nm级分辨力和快速度的运动输出。通过设计出工作在多致动模式下的压电驱动器可改善上述问题[110]：在直接致动模式下可获得nm级分辨力；在超声致动模式下可获得快速度输出；在惯性致动或行走致动模式下可获得大行程致动输出。

3 压电驱动技术应用现状

压电驱动技术的典型应用领域如图10所示，包括精密定位平台、生物组织及细胞穿刺、光学仪器调姿、超精密加工、微纳加工、振动抑制、空间机构、微纳操纵机器人以及微小型机器人等9个方面。

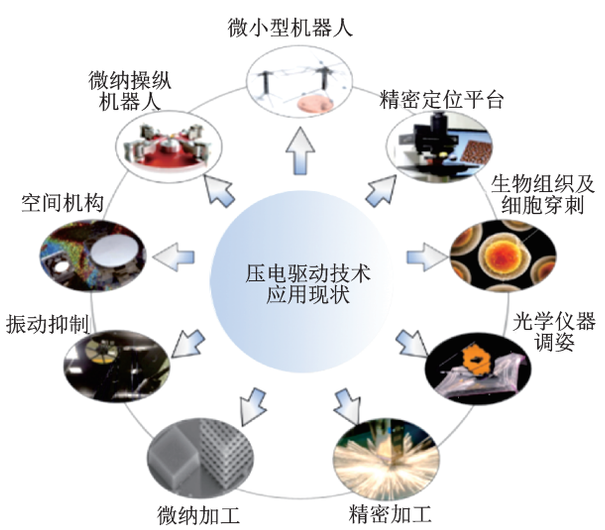


图10 压电驱动技术的典型应用领域

Fig.10 Typical application fields of piezoelectric actuation technologies

3.1 精密定位平台

精密定位平台属于半导体光刻、超精密加工、微电子、纳米技术和生物工程等领域的核心部件，这些

领域要求运动系统的定位精度应达到μm甚至nm级。传统的精密定位平台一般是基于“伺服电机＋滚珠丝杠”进行直线运动，将电机旋转运动转换成直线运动，中间存在转换环节和弹性变形，无法避免间隙误差，限制了定位精度的进一步提高，只能用于定位精度不够高的精密工作台的驱动。压电驱动器非常适用于要求超高精度及快速响应的定位平台，已被广泛应用于各种精密定位系统中，部分已经实现商用化。原子力显微镜系统（Atomic Force Microscopy）是压电精密定位平台最成功的应用之一。

国内外学者针对压电精密定位平台大尺度运动、多自由度运动解耦、建模控制及应用等方面取得了丰硕的研究成果[111-115]。笔者团队利用单压电驱动器单足多维轨迹致动原理，研发了两自由度压电精密定位平台[116]，并基于多驱动足协同致动方式实现了平面致动；通过行走致动模式和直接致动模式切换实现跨尺度运动输出，在15 mm×15 mm运动范围内达到了优于±20 nm的定位精度[110]。

3.2　生物组织及细胞穿刺

近年来，生物组织及细胞操控技术在生物医学工程中得到了越来越广泛的应用。其中，组织和细胞的穿刺是细胞操纵技术的最典型代表，也是开展其他生物操纵如组织或细胞靶向药物注射的重要前提。压电驱动器凭借其高分辨力、大行程、快响应、易于微小型化和易于控制等优点，成为国内外学者研究生物组织及细胞穿刺技术的首选驱动部件[117-119]。卡内基梅隆大学将3自由度压电操控器和6自由度惯性位置传感器集成到手持式视网膜手术机器人中，实现了震颤消除和高精度显微操控[118]。文献[120-121]利用压电驱动器开展了眼内组织穿刺研究。文献[122]通过压电驱动的微操纵实现对小鼠中期卵母细胞的穿刺注射，使用压电驱动器开展多种应用，包括核移植克隆、精子细胞注射以及囊胚注射等显微操作。

国内对生物组织及细胞的穿刺技术研究主要集中在构型设计、控制器开发以及实验测试等方面[123-128]。文献[129]提出一种采用压电惯性驱动的空间二维大尺度压电穿刺针，研制了配套的专用手持控制器，可完成直线和旋转两个自由度的大尺度运动，可提供32 mN的稳定穿刺力。

3.3　光学仪器调姿

精密光学工程领域的快速发展对光束指向控制技术提出了迫切的应用需求。在机载激光通信系统及现代星地激光通信链路中，要求调姿机构响应速度快、工作频带宽且对光束指向控制的误差在微弧度量级[130-131]。压电快速反射镜通过压电驱动器控制反射镜偏摆来调整激光光束的偏折方向，具有结构紧凑、响应速度快、控制精度高以及够实现微弧度量级或更高精度的定位控制等优点。国外对快速反射镜的研究较早，部分技术已经成熟，如美国Ball Aerospace公司生产出一系列不同尺寸、功能和性能的快速反射镜，反射镜镜面尺寸最大可达上千毫米，广泛应用于航空、航天以及地基光学系统中。

国内对快速反射镜也有一定的研究[132-135]。文献[136]针对光学辅助微操作对两轴光束偏转装置的应用需求，基于压电双晶梁结构提出了一种贴片式十字梁构型的两轴压电偏转镜，其具有高分辨力、低迟滞等优点。文献[137]针对空天发射伴随外部振动、大加速度和侧向力冲击等情况，研制了一种高抗剪能力、高刚度的压电偏转镜。

3.4　超精密加工

20世纪初，压电驱动器在超精密加工领域已经得到应用。Legge[138]将超声压电驱动器引用到陶瓷的钻孔中，发现由振动引入形成的断续切削，具有切削力减小、切削温度降低、刀具磨损减小以及排屑容易等许多优点，表现出加工过程韧性切削深度提升、刀具寿命延长、毛刺抑制明显、形状误差减小以及表面粗糙降低[139]。研究人员进行了大量的超声辅助加工在新型难加工材料领域的加工实验，已经成功拓展到钛合金、复合材料、陶瓷材料及半导体材料等高硬度、高强度、高脆性材料加工中，涉及航空航天、生物医学、半导体和光学等领域。国内外学者针对振动辅助加工平台开展了一系列的研究，研制了多种类型的加工设备，实现了不同材料的超精密加工[140-145]。

笔者团队研制了一种基于纵-弯振动复合换能器的新型压电超声铣削刀具，其钛合金纵-弯振动复合铣削的切削力比常规铣削和纵向振动辅助铣削分别降低39.3%和27.2%，毛刺形成概率明显降低[146-147]。

3.5 微纳加工

微纳加工技术指尺度为亚μm和nm级元件以及由这些元件构成的部件或系统的优化设计、加工、组装、系统集成与应用技术，是先进制造的重要组成部分。压电驱动技术易于实现nm级精度，使其在微纳加工领域有着广泛的应用。Gozen等[148]设计了一套多自由度纳米级压电机器人系统，用于微纳尺度材料的铣削加工。Kawasegi等[149]基于原子力显微镜研究了单晶硅的微纳加工，利用压电扫描器的反馈控制加工质量。Zimmermann等[150]提出一种用于增材制造的压电机器人装置，实现了对亚μm级粒子的操控，具有高可靠性和可重复性。Lu等[151]研制了一种用于加工三维螺旋微结构的压电机器人操控系统，加工精度可达10 μm，三维螺旋微结构的尺寸可达mm级。文献[152-153]在增材制造领域通过金属液滴3D打印技术，研究了金属液滴的喷射特性。

3.6 振动抑制

压电材料所具备的机电耦合效应可实现机械能与电能之间的相互转化，用作控制振动能量的材料。从控制角度来看，振动的抑制可以采用被动控制和主动控制2种方法，因此抑振分为被动抑振和主动抑振。被动抑振单纯消耗结构振动的能量，相当于阻尼器的作用，通过给原有结构安装被动抑振装置，等效于增大结构的被动阻尼，从而加快能量的消耗，快速减小振动的幅度。虽然其效果一般不如主动抑振，但系统无条件稳定且无需附加设备。主动抑振则是通过驱动器给结构施加位移或力，从而减小被控对象的相对位移及受力等，达到抑振目的。由于具有额外的能量输入，导致其系统稳定性降低，在某些情况下，振动还可能被增强。使用压电智能材料进行隔振，通过主动切换可以灵活选择使用被动、主动或者两者结合的抑振方法，因此可以同时具备两者的优点。1996年，一个由美国波音公司、马里兰大学、麻省理工学院、加利福尼亚大学洛杉矶分校和美国陆军研究办公室组成的小组研制了智能直升机旋翼[154]，旋翼的一部分由压电纤维等复合材料构成，充分利用了压电智能材料的灵活特点，能够减小运行时的振动和噪声，提高气动性能，振动垂直剪切减小了70%。美国、加拿大和澳大利亚通过技术合作，为F-18战斗机研制了垂直尾翼抖振控制系统[155]，进行抖振的抑制，使其寿命延长70%。此外，压电抑振装置也在民用领域得到了应用[156]。

笔者团队提出了一种基于弯曲复合模式的嵌入式压电主动抑振装置，利用四分区压电陶瓷，单独控制每个分区的动作，使得轴系径向尺寸大幅缩小，最小可与轴径相同，使用二维压电驱动器输出的弯曲运动来控制轴端部运动[157]。

3.7 空间机构

随着空间探测领域的快速发展，执行各种探测任务的航天器层出不穷。其中，调姿机构是航天器中的核心装置之一，是保证航天器在轨可靠运行和高效工作的先决条件，广泛存在于太阳能帆板、空间相机等航天装置中。美国喷气推进实验室和麻省理工学院联合研制了用于火星探测器操作臂关节驱动的大力矩双面齿超声压电驱动器，转速为40 r/min时力矩可达2 N•m，效率大于40%。美国国家航天局将超声压电驱动器应用于第2代空间探测机器人操作手臂MarsArm II中，其主臂关节采用6个旋转超声压电驱动器进行驱动[158]。国内也开展了压电驱动器在空间探测机构中的应用研究[159-161]。

中国学者研发的超声压电驱动器被应用到嫦娥三号、四号和五号探测器上，前者用于驱动与控制红外成像光谱仪内的定标板，后者用来控制光谱仪接收反射光谱的镜面方向和角度，将月壤上不同位置的光线反射进光谱仪，协助探测器上的仪器分析月球表面的物质[162-163]。笔者团队针对空间机构技术，研制出一种基于单足直线压电驱动器的连杆式折展机构[160]，展开用时约为0.2 s，可实现折展机构的快速展开。在低频冲击激励方法下，导轨的步距为0.285 μm，满足了空间折展机构高展开分辨力要求。此外，基于纵-弯复合型超声压电驱动器研制出一种可旋转式套筒伸展机构[161]，通过不同振动复合可实现内套筒直线、旋转以及螺旋运动输出。

3.8 微纳操控机器人

具有纳米级定位能力的移动机器人配合执行器可以完成微纳米尺度样品的精细操控，移动机器人用于样品的移动与定位，执行器用于配合机器人完成任务[164]。压电精细操控机器人继承了压电驱动技术的独特优点，近年来得到了越来越多的研究与应用[165]。Li等[166]研发了一款用于细胞操控的2自由度串联压电精细操控机器人，其工作范围为120 mm×100 mm，单自由度分辨力为10 nm，最终实现细胞mm尺度下沿不同轨迹的操控，轨迹误差

为 0.2 μm。文献[167]研制了 2 自由度串联压电精细操控机器人，可以 2～3 mm/s 的速度对直径为 120 μm 以上的血管完成穿刺操控。笔者团队提出了一种基于功能模块设计、多足协同作业以及多模式融合驱动的压电微纳操控机器人的设计理念，并以此为依据研制了一种压电六足机器人[168]，在平面内 3 自由度的运动行程可自由扩展，其运动分辨力高达 4 nm(0.2 μrad)。借助图像识别和视觉反馈技术，这种机器人可应用于大面积分散细胞的自动批量化注射，能够显著提高微纳操控的工作效率。

3.9　微小型机器人

微小型压电机器人是指尺度在几厘米甚至几毫米、由压电元件驱动的移动机器人。传统机器人因为存在尺寸大、位移分辨率低、电磁干扰及死区大等缺陷而无法完成的许多任务，都可由这些微小型机器人执行完成，如细胞操作、狭窄或拥挤空间中的搜索工作、精密加工、安全监控及医疗应用等。根据压电微小型机器人的致动模式，将微小型压电机器人分为非谐振驱动型和谐振驱动型等[169-171]。

在谐振型压电微小机器人的研究方面，文献[172]基于自然界蟑螂的仿生学步态，研制了一种六足微小型压电机器人 HAMR，该机器人体长仅为 57 mm，质量仅为 2 g。Wu 等[173]研制了一种由压电聚合物材料制成的微型压电软体机器人，尺寸仅为 3 cm×1.5 cm。还有一些非谐振型压电微小机器人，如：Liu 等[174]提出了一种惯性驱动型管内移动微小型机器人；Xing 等[175]提出了一种惯性驱动型小型压电爬管机器人；Yan 等[176]提出了一种行走型压电机器人；Fuchiwaki[177]提出了一种行走型微小型压电机器人。笔者团队研制了小型谐振型和非谐振型压电机器人及相应的小型化电源，在电源集成、无线运动方面取得了一定的成果。提出了一种微小型多模式六足压电机器人[178]，工作在谐振模式下，其体长为 58 mm，质量为 42.55 g。对于非谐振驱动型压电机器人，研制了一种惯性驱动型压电机器人，尺寸为 39 mm×15 mm×4 mm，质量为 0.9 g[179]。

4　讨论与展望

基于压电驱动技术的发展现状，未来有待进一步深入研究和解决的问题归纳如下。

1) 压电驱动机械输出性能的提升。压电驱动器的机械输出特性可以归纳为 5 个度：精度(开环、闭环)；尺度(尺寸、质量、行程)；维度(直线、旋转、多自由度)；力度(推力、力矩)；速度(线速度、速域)。单一性能指标的提升和多项性能的协调优化是该领域最为基础的研究方向，可兼顾宏-微-纳的多维高性能跨尺度驱动是其中的一个核心问题。

2) 压电驱动的寿命和可靠性。一般压电叠堆的寿命在 10 亿次以上，而包含摩擦耦合环节的压电驱动器则大多存在磨损及特性衰变问题，因此需要深入研究压电驱动长周期服役过程中特性演变规律及工作稳定性。新型压电材料和摩擦材料的研制可直接提升寿命周期和可靠性。此外，以静摩擦为主的压电驱动技术(如行走型)可最大程度地降低磨损及特性衰减，该类压电驱动器的发展是一个优选方向。

3) 压电驱动的系统化和集成化发展。笔者主要从压电驱动器机械本体的角度进行了分析和讨论，但一套完整的压电驱动系统涵盖机械本体、传感器、控制器、功率放大器及控制系统等多个子系统，系统的集成设计是重点发展方向。

4) 压电驱动技术的自主化。压电驱动器及运动控制系统实现全自主化研发与生产还有很多工作需深入开展，特别是以下几个方面：①兼顾高性能和高稳定性的压电陶瓷材料；②纳米级超精密传感器；③大功率精密功放芯片。

5) 压电驱动技术应用领域的拓展。压电驱动已经在多个领域获得成功应用，展现了其独特的技术优势；但还存在成本偏高、规模小及产业链不完整等问题。拓宽压电驱动技术的应用领域，尤其是在深空、深海及生命科学等重要领域的应用，对于压电驱动技术的进一步发展至关重要。

5　结束语

笔者介绍了压电驱动器定义及工作原理，总结了压电驱动器的技术特点，概括分析了压电驱动器的研究现状，对不同类型压电驱动器的特点进行了分析对比，指出了现有各类压电驱动器的优缺点及各自适用的领域，对 9 个典型应用领域进行了介绍，并对未来需要深入研究和重点解决的问题进行了归纳总结。

参　考　文　献

[1]　胡敏强，金龙，顾菊平. 超声波电机原理与设计[M]. 北京：科学出版社，2005：13-17.

[2] 赵淳生. 超声电机技术与应用[M]. 北京:科学出版社, 2007:1-18.

[3] 陈维山,刘英想,石胜君. 纵弯模态压电金属复合梁式超声电机[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2011:1-4.

[4] LIU Y, DENG J, SU Q. Review on multi-degree-of-freedom piezoelectric motion stage[J]. IEEE Access, 2018, 6:59986-60004.

[5] ROH Y, LEE S, HAN W. Design and fabrication of a new traveling wave-type ultrasonic linear motor[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2001, 94(3): 205-210.

[6] LI H, WANG L, CHENG T H, et al. A high-thrust screw-type piezoelectric ultrasonic motor with three-wavelength exciting mode[J]. Applied Sciences, 2016, 6(12):442.

[7] MASHIMO T, URAKUBO T, SHIMIZU Y. Micro geared ultrasonic motor[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2018, 23(2):781-787.

[8] PENG T, SHI H, LIANG X, et al. Experimental investigation on sandwich structure ring-type ultrasonic motor[J]. Ultrasonics, 2015, 56:303-307.

[9] 上羽贞行, 富川义郎. 超声波马达理论与应用[M]. 杨志刚, 译. 上海:上海科学技术出版社, 1998:22-55.

[10] WU J, MIZUNO Y, NAKAMURA K. Piezoelectric motor utilizing an alumina/PZT transducer[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 67(8): 6762-6772.

[11] CHEN X, CHEN Z, LI X, et al. A spiral motion piezoelectric micromotor for autofocus and auto zoom in a medical endoscope[J]. Applied Physics Letters, 2016, 108(5):052902.

[12] YE Z, ZHOU C, JIN J, et al. A novel ring-beam piezoelectric actuator for small-size and high-precision manipulator[J]. Ultrasonics, 2019, 96:90-95.

[13] IULA A, BOLLINO G. A travelling wave rotary motor driven by three pairs of Langevin transducers[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2012, 59(1):121-127.

[14] WANG D, ZHAO K, YUAN Y, et al. Fabrication and characterization of a microscale piezoelectric vibrator based on electrohydrodynamic jet printed PZT thick film[J]. Micromachines, 2021, 12(5):524.

[15] MA X, LIU J, DENG J, et al. A rotary traveling wave ultrasonic motor with four groups of nested PZT ceramics: design and performance evaluation[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2020, 67(7):1462-1469.

[16] LU X, HU J, YANG L, et al. A novel dual stator-ring rotary ultrasonic motor[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2013, 189:504-511.

[17] LU X, HU J, ZHAO C. Analyses of the temperature field of traveling-wave rotary ultrasonic motors[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2011, 58(12):2708-2719.

[18] CHEN W, LIU Y, YANG X, et al. Ring-type traveling wave ultrasonic motor using radial bending mode[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2014, 61(1):197-202.

[19] LIU Y, LIU J, CHEN W. A cylindrical traveling wave ultrasonic motor using circumferential composite transducer[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2011, 58(11): 2397-2404.

[20] LIU Y, CHEN W, LIU J, et al. Actuating mechanism and design of a cylindrical traveling wave ultrasonic motor using cantilever type composite transducer[J]. PLoS ONE, 2010, 5(4):e10020.

[21] FRIEND J, YEO L, HOGG M. Piezoelectric ultrasonic bidirectional linear actuator for micropositioning fulfilling Feynman's criteria[J]. Applied Physics Letters, 2008, 92(1):014107.

[22] FRIEND J, GOUDA Y, NAKAMURA K, et al. A simple bidirectional linear microactuator for nanopositioning-the "Baltan" microactuator[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2006, 53(6):1160-1168.

[23] WANG Y J, CHEN Y C, SHEN S C. Design and analysis of a standing-wave trapezoidal ultrasonic linear motor[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2015, 26(17):2295-2303.

[24] LI J, LIU Y, DENG J, et al. Development of a linear piezoelectric microactuator inspired by the hollowing art [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2022, 69(10):10407-10416.

[25] LI X, CI P, LIU G, et al. A two-layer linear piezoelectric micromotor[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2015, 62(3):405-411.

[26] LIU Y, SHI S, LI C, et al. Development of a bi-directional standing wave linear piezoelectric actuator with four driving feet[J]. Ultrasonics, 2018,84:81-86.

[27] CHEN Z, LI X, CI P, et al. A standing wave linear ultrasonic motor operating in in-plane expanding and bending modes[J]. Review of Scientific Instruments, 2015, 86:035002.

[28] QIU J, YANG Y, HONG X, et al. A disc-type high speed rotary ultrasonic motor with internal contact teeth [J]. Applied Sciences, 2021, 11(5):2386.

[29] PARK S, HE S. Standing wave brass-PZT square tubular ultrasonic motor[J]. Ultrasonics, 2012, 52(7): 880-889.

[30] DABBAGH V, SARHAN A, AKBARI J, et al. Design and experimental evaluation of a precise and compact tubular ultrasonic motor driven by asingle-phase source[J]. Precision Engineering, 2017, 48: 172-180.

[31] HE S, CHIAROT P, PARK S. A single vibration mode tubular piezoelectric ultrasonic motor [J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2011, 58(5):1049-1061.

[32] YOKOYAMA K, TAMURA H, MASUDA K, et al. Single-phase drive ultrasonic linear motor using a linked twin square plate vibrator[J]. Japanese Journal of Applied Physics, 2013, 52:07HE03.

[33] ROH Y, KWON J. Development of a new standing wave type ultrasonic linear motor [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2004, 112(2/3):196-202.

[34] 苏鹤玲,赵向东,赵淳生.单相驱动旋转型驻波超声电机的运动机理[J].压电与声光,2001,23(4):306-312.
SU Heling, ZHAO Xiangdong, ZHAO Chunsheng. Study on moving mechanism of a rotatory type standing wave ultrasonic motor with single phase driver[J]. Piezoelectrics and Acoustooptics, 2001, 23(4): 306-312.(in Chinese)

[35] SHI Y, ZHAO C. A new standing-wave-type linear ultrasonic motor based on in-plane modes[J]. Ultrasonics, 2011, 51(4):397-404.

[36] WANG L, LIU J, LIU Y, et al. A novel single-mode linear piezoelectric ultrasonic motor based on asymmetric structure[J]. Ultrasonics, 2018, 89:137-142.

[37] LIU Y, SHI S, LI C, et al. A novel standing wave linear piezoelectric actuator using the longitudinal-bending coupling mode[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2016, 251:119-125.

[38] WANG J, GUO J. Development of a radial-torsional vibration hybrid type ultrasonic motor with a hollow and short cylindrical structure [J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2009, 56(5):1054-1058.

[39] YANG X, LIU Y, CHEN W, et al. Longitudinal and bending hybrid linear ultrasonic motor using bending PZT elements[J]. Ceramics International, 2013, 39: S691-S694.

[40] LIU Y, CHEN W, LIU J, et al. A rotary piezoelectric actuator using the third and fourth bending vibration modes[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2014, 61(8):4366-4373.

[41] LI X, YAO Z, YANG M. A novel large thrust-weight ratio V-shaped linear ultrasonic motor with a flexible joint[J]. Review of Scientific Instruments, 2017, 88: 065003.

[42] LIU Y, CHEN W, FENG P, et al. A square-type rotary ultrasonic motor with four driving feet[J]. Sensors and Actuators: A. Physical, 2012, 180: 113-119.

[43] NAKAMURA K, KUROSAWA M. Design of a hybrid transducer type ultrasonic motor [J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 1993, 40(4):395-401.

[44] TAKANO M, TAKIMOTO M, NAKAMURA K. Electrode design of multilayered piezoelectric transducers for longitudinal-bending ultrasonic actuators [J]. Acoustical Science and Technology, 2011, 32(3): 100-108.

[45] JEONG S, PARK T, KIM M, et al. Characteristics of a V-type ultrasonic rotary motor[J]. Current Applied Physics, 2011, 11(3):S364-S367.

[46] SATONOBU J, FRIEND J R, NAKAMURA K, et al. Numerical analysis of the symmetric hybrid transducer ultrasonic motor[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2001, 48(6):1625-1631.

[47] SHI Y L, LI Y B, ZHAO C S, et al. A new type butterfly-shaped transducer linear ultrasonic motor[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2011, 22(6):567-575.

[48] SHI Y, ZHAO C, HUANG W. Linear ultrasonic motor with wheel-shaped stator[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2010, 161(1/2):205-209.

[49] 周铁英,傅德永,陈宇,等.驱动内窥OCT的超声电机研究[J].振动、测试与诊断,2013,33(5):737-740.
ZHOU Tieying, FU Deyong, CHEN Yu, et al. Ultrasonic motor for driving OCT endoscope[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(5): 737-740.(in Chinese)

[50] 周铁英,张凯,陈宇,等.1mm圆柱式超声电机的研制及在OCT内窥镜中的应用[J].科学通报,2005(7):713-716.
ZHOU Tieying, ZHANG Kai, CHEN Yu, et al. Development of 1mm cylindrical ultrasonic motor and its

application in OCT endoscope [J]. Science Bulletin, 2005(7):713-716.(in Chinese)

[51] GUO M, HU J, ZHU H, et al. Three-degree-of-freedom ultrasonic motor using a 5-mm-diameter piezoelectric ceramic tube [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 60(7):1446.

[52] CHEN Z, LI X, CHEN J, et al. A square-plate ultrasonic linear motor operating in two orthogonal first bending modes[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2013, 60(1): 115-120.

[53] DU P, HAN L, QIU X, et al. Development of a high-precision piezoelectric ultrasonic milling tool using longitudinal-bending hybrid transducer[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2022, 222:107239.

[54] LI H, LIU Y, DENG J, et al. Design philosophy for ultrasonic motors using the bending hybrid modes [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2021, 331: 113029.

[55] LIU Y, YAN J, WANG L, et al. A two-DOF ultrasonic motor using a longitudinal-bending hybrid sandwich transducer[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 66(4):3041-3050.

[56] LIU J, LIU Y. Design and experiments of a single-foot linear piezoelectric actuator operated in stepping mode [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 65(10): 8063-8071.

[57] YU H, LIU Y, DENG J, et al. A novel piezoelectric stack for rotary motion by d_{15} working mode: principle, modeling, simulation and experiments[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2020, 25(2): 491-501.

[58] WU Z, XU Q. Survey on recent designs of compliant micro-/nano-positioning stages[J]. Actuators, 2018, 7(1):5.

[59] YONG Y, MOHEIMANI S, KENTON B, et al. Invited review article: high-speed flexure-guided nanopositioning: mechanical design and control issues [J]. Review of Scientific Instruments, 2012, 83(12): 121101.

[60] YONG Y, APHALE S, MOHEIMANI S. Design , identification, and control of a flexure-based XY stage for fast nanoscale positioning[J]. IEEE Transactions on Nanotechnology, 2009, 8(1):46-54.

[61] BHAGAT U, SHIRINZADEH B, CLARK L, et al. Design and analysis of a novel flexure-based 3-DOF mechanism[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 74:173-187.

[62] LEE H, KIM H, KIM H, et al. Optimal design and experiment of a three-axis out-of-plane nano positioning stage using a new compact bridge-type displacement amplifier[J]. Review of Scientific Instruments, 2013, 84(11):115103.

[63] LING M, CAO J, JIANG Z, et al. Optimal design of a piezo-actuated 2-DOF millimeter-range monolithic flexure mechanism with a pseudo-static model [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115: 120-131.

[64] ZHU X, XU X, WEN Z, et al. A novel flexure-based vertical nanopositioning stage with large travel range [J]. Review of Scientific Instruments, 2015, 86(10): 105112.

[65] ZHU W, ZHU Z, SHI Y, et al. Design, modeling, analysis and testing of a novel piezo-actuated XY compliant mechanism for large workspace nanopositioning [J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(11):115033.

[66] CLARK L, SHIRINZADEH B, BHAGAT U, et al. Development and control of a two DOF linear-angular precision positioning stage[J]. Mechatronics, 2015, 32: 34-43.

[67] FLEMING A, YONG Y. An ultrathin monolithic XY nanopositioning stage constructed from a single sheet of piezoelectric material [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2017, 22(6):2611-2618.

[68] KENTON B, LEANG K. Design and control of a three-axis serial-kinematic high-bandwidth nanopositioner[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2012, 17(2):356-369.

[69] YAO Q, DONG J, FERREIRA P M. Design, analysis, fabrication and testing of a parallel-kinematic micropositioning XY stage [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2007, 47(6): 946-961.

[70] WATANABE S, ANDO T. High-speed XYZ-nanopositioner for scanning ion conductance microscopy [J]. Applied Physics Letters, 2017, 111:113106.

[71] JANAIDEH M, RAKHEJA S, SU C. An analytical generalized Prandtl-Ishlinskii model inversion for hysteresis compensation in micropositioning control[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2011, 16(4):734-744.

[72] LAI L, GU G, ZHU L. Design and control of a decoupled two degree of freedom translational parallel micro-positioning stage[J]. Review of Scientific Instruments, 2012, 83(4):045105.

[73] WANG F, SHI B, TIAN Y, et al. Design of a novel dual-axis micro manipulator with an asymmetric compliant structure[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2019, 24(2):656-665.

[74] WANG R, ZHANG X. Parameters optimization and experiment of a planar parallel 3-DOF nanopositioning system[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 65(3):2388-2397.

[75] WANG P, XU Q. Design and testing of a flexure-based constant-force stage for biological cell micromanipulation [J]. IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, 2018, 15(3):1114-1126.

[76] DU Z, SHI R, DONG W. A piezo-actuated high-precision flexible parallel pointing mechanism: conceptual design, development, and experiments[J]. IEEE Transactions on Robotics, 2014, 30(1):131-137.

[77] XUN M, YU H, LIU Y, et al. A precise rotary piezoelectric actuator based on the spatial screw compliant mechanism [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, DOI: 10.1109/TMECH. 2022. 3197454.

[78] HUANG K, LEE C. Design and development of a piezoelectric actuator for the scanning probe microscope used in ultrahigh vacuum [J]. Journal of Mechanics, 2007, 23(2):117-126.

[79] MA X, LIU Y, DENG J, et al. A compact inchworm piezoelectric actuator with high speed: design, modeling, and experimental evaluation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 184:109704.

[80] SALISBURY S, WAECHTER D. Closed-loop control of a complementary clamp piezoworm actuator[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2007, 12(6):590-598.

[81] XUE X, TIAN X, ZHANG D, et al. Design of a piezo-driven inchworm flexure stage for precision positioning [J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2016, 50(4):569-581.

[82] SHAO S, SONG S, CHEN N, et al. Structure and control strategy for a piezoelectric inchworm actuator equipped with MEMS ridges[J]. Sensors and Actuators A:Physical, 2017, 264:40-50.

[83] WANG Y, YAN P. A novel bidirectional complementary-type inchworm actuator with parasitic motion based clamping[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 134:106360.

[84] KIM J, LEE J H. Self-moving cell linear motor using piezoelectric stack actuators[J]. Smart Materials and Structures, 2005, 14(5):934-940.

[85] KIM Y, CHOI S, PARK J, et al. The characteristics of variable speed inchworm stage using lever mechanism by different materials[J]. Journal of Nanoscience and Nanotechnology, 2008, 8(1):5696-5701.

[86] ZHANG Z, XU M, FENG B, et al. Research for a new actuator with variable step and large displacement [J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2010, 33:597-604.

[87] GALUTVA G. Device for precision displacement of a solid body: US, 3684904 [P]. 1972-04-15.

[88] KIM J, KIM H K, CHOI S B. A hybrid inchworm linear motor[J]. Mechatronics, 2002, 12(4):525-542.

[89] MERRY R, KLEIJN N, MOLENGRAFT R, et al. Using a walking piezo actuator to drive and control a high-precision stage[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2009, 14(1):21-31.

[90] LI J, ZHAO H, QU X H. et al. Development of a compact 2-DOF precision piezoelectric positioning platform based on inchworm principle[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2015, 222:87-95.

[91] 韩路，黄卫清，王寅. 两级复合放大箝位步进压电直线电机[J]. 振动、测试与诊断，2017，37(4):698-702.
HAN Lu, HUANG Weiqing, WANG Yin. Clamp stepper piezoelectric linear motor with combination of two amplification[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(4): 698-702.(in Chinese)

[92] CHEN W S, LIU Y Y, LIU Y X, et al. Design and experimental evaluation of a novel stepping linear piezoelectric actuator [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2018, 276:259-266.

[93] 王丽娜，刘俊标，郭少鹏，等. 竖式高精度压电尺蠖式位移致动器[J]. 压电与声光，2010，32(4)：601-603,607.
WANG Lina, LIU Junbiao, GUO Shaopeng, et al. A precision inchworm-type piezoelectric actuator with vertical movement, simple structure and easy assembly feature [J]. Piezoelectrics and Acoustooptics, 2010, 32(4):601-603,607.(in Chinese)

[94] TIAN X, ZHANG B, LIU Y, et al. A novel U-shaped stepping linear piezoelectric actuator with two driving feet and low motion coupling: design, modeling and experiments[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 124:679-695.

[95] DENG J, ZHANG S, LI Y, et al. Development and experiment evaluation of a compact inchworm piezoelectric actuator using three-jaw type clamping mechanism[J]. Smart Materials and Structures, 2022, 31:045020.

[96] HU Y, WANG R, WEN J, et al. A low frequency structure-control-type inertial actuator using miniaturized bimorph piezoelectric vibrators[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 66(8):6179-6188.

[97] ZHANG Y, ZHANG W, HESSELBACH J, et al. Development of a two-degree-of-freedom piezoelectric rotary-linear actuator with high driving force and unlimited linear movement [J]. Review of Scientific Instruments, 2006, 77(3):035112.

[98] DUBOIS F, BELLY C, SAULOT A, et al. Stick-slip in stepping piezoelectric inertia drive motors-mechanism impact on a rubbing contact[J]. Tribology International, 2016, 100:371-379.

[99] MORITA T, YOSHIDA R, OKAMOTO Y, et al. A smooth impact rotation motor using a multi-layered torsional piezoelectric actuator[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 1999, 46(6):1439-1445.

[100]POHL D. Dynamic piezoelectric translation devices[J]. Review of Scientific Instruments, 1987, 58(1):54-57.

[101]HUNSTIG M. Piezoelectric inertia motors—a critical review of history, concepts, design, applications, and perspectives[J]. Actuators, 2017, 6(1):7.

[102]YANG Z, ZHOU X, HUANG H, et al. On the suppression of the backward motion of a piezo-driven precision positioning platform designed by the parasitic motion principle[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67:3870-3878.

[103]DENG J, LIU Y, LI J, et al. Influence of multi-directional oscillations on output characteristics of inertial piezoelectric platform[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2022, 27(5):4122-4131.

[104]ZHANG S, LIU Y, DENG J, et al. Development of a two-DOF inertial rotary motor using a piezoelectric actuator constructed on four bimorphs[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 149:107213.

[105]GAO X, ZHANG S, DENG J, et al. Development of a small two-dimensional robotic spherical joint using a bonded-type piezoelectric actuator[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2021, 68(1):724-733.

[106]WANG L, CHEN D, CHENG T, et al. A friction regulation hybrid driving method for backward motion restraint of the smooth impact drive mechanism[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(8):085033.

[107]YU H, LIU Y, DENG J, et al. A collaborative excitation method for piezoelectric stick-slip actuator to eliminate rollback and generate precise smooth motion [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 170:108815.

[108]DENG J, LIU Y, LI J, et al. Displacement linearity improving method of stepping piezoelectric platform based on leg wagging mechanism[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2022, 69(6): 6429-6432.

[109]DENG J, LIU Y, CHEN W, et al. Development and experiment evaluation of an inertial piezoelectric actuator using bending-bending hybrid modes[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2018, 275:11-18.

[110]DENG J, LIU Y, ZHANG S, et al. Development of a nano-positioning platform with large travel range based on bionic quadruped piezoelectric actuator[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2021, 26(4): 2059-2070.

[111]KANG D, KIM J, LEE G M, et al. Development of compact high precision two degree of freedom XY piezoelectric stepping positioner[J]. Review of Scientific Instruments, 2012, 79(2):075112.

[112]LEE J W, LI Y C, CHEN K S, et al. Design and control of a cascaded piezoelectric actuated two-degrees-of-freedom positioning compliant stage[J]. Precision Engineering, 2016, 45:374-386.

[113]GU G, ZHU L, SU C. High-precision control of piezoelectric nanopositioning stages using hysteresis compensator and disturbance observer[J]. Smart Materials and Structures, 2014, 23(10):105007.

[114]ZHANG X, ZHANG Y, XU Q. Design and control of a novel piezo-driven XY parallel nanopositioning stage [J]. Microsystem Technologies-Micro-and Nanosystems-Information Storage and Processing Systems, 2017, 23(4):1067-1080.

[115]CHEN F, DONG W, YANG M. A PZT actuated 6-DOF positioning system for space optics alignment[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2019, 24(6):2827-2838.

[116]DENG J, LIU Y X, ZHANG S J, et al. Modeling and experiments of a nano-positioning and high frequency scanning piezoelectric platform based on function module actuator[J]. Science China Technological Sciences, 2020, 63(12):2541-2552.

[117]WONG W, SU X, LI X, et al. Global prevalence of age-related macular degeneration and disease burden projection for 2020 and 2040: a systematic review and meta-analysis[J]. The Lancet Global Health, 2014, 2(2):E106-E116.

[118]RIVIERE C, ANG W, KHOSLA P. Toward active tremor canceling in handheld microsurgical instruments

[J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 2003, 19(5):793-800.

[119]SUZUKI H, WOOD R J. Origami-inspired miniature manipulator for teleoperated microsurgery[J]. Nature Machine Intelligence, 2020, 2(8):437-446.

[120]SONG C, GEHLBACH P, KANG J. Active tremor cancellation by a "Smart" handheld vitreoretinal microsurgical tool using swept source optical coherence tomography[J]. Optics Express, 2012, 20(21):23414-23421.

[121]KANG J, CHEON G. Demonstration of subretinal injection using common-path swept source oct guided microinjector[J]. Applied Sciences-Basel, 2018, 8(8): 1287.

[122]YOSHIDA N, PERRY A C F. Piezo-actuated mouse intracytoplasmic sperm injection (ICSI)[J]. Nature Protocols, 2007, 2(2):296-304.

[123]XIE H, ZHANG H, SONG J, et al. Living cell manipulation and in situ nanoinjection based on frequency shift feedback using cantilevered micropipette probes[J]. IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, 2020, 17(1):142-150.

[124]HUANG H, DAI C, SHEN H, et al. Recent advances on the model, measurement technique, and application of single cell mechanics[J]. International Journal of Molecular Sciences, 2020, 21(17):6248.

[125]LIU Y, WANG X, ZHAO Q, et al. Robotic batch somatic cell nuclear transfer based on microfluidic groove[J]. IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, 2020, 17(4):2097-2106.

[126]WANG H, HUANG Q, SHI Q, et al. Automated assembly of vascular-like microtube with repetitive single-step contact manipulation[J]. IEEE Transactions on Bio-Medical Engineering, 2015, 62(11):2620-2628.

[127]WEI Y, XU Q S. Design and testing of a new force-sensing cell microinjector based on soft flexure mechanism[J]. IEEE Sensors Journal, 2019, 19(15): 6012-6019.

[128]ZHANG S, ZHAO H, MA X, et al. A 3-DOF piezoelectric micromanipulator based on symmetric and antisymmetric bending of a cross-shaped beam[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, DOI: 10.1109/TIE.2022.3213906.

[129]DENG J, LIU S H, LIU Y X, et al. A 2-DOF needle insertion device using inertial piezoelectric actuator[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2022, 69(4):3918-3927.

[130]ZORAN S, HANSPETER L, BERNHARD F, et al. Optical satellite communications in Europe[C]//Free-Space Laser Communication Technologies, Proceedings of SPIE. San Francisco, CA:SPIE, 2010.

[131]NEVIN K, DOYLE K, PILLSBURY A. Optomechanical design and analysis for the LLCD space terminal telescope[C]//Optical Modeling and Performance Predictions V. San Diego, CA:SPIE, 2011.

[132]张丽敏，王帅，杨飞，等. PZT 驱动快速控制反射镜的设计与试验[J]. 机电工程, 2013, 30(7):783-787.
ZHANG Limin, WANG Shuai, YANG Fei, et al. Design and test of fast steering mirror driven by PZT actuator[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2013, 30(7):783-787.(in Chinese)

[133]付锦江，颜昌翔，刘伟，等. 椭圆弧柔性铰链刚度简化计算及优化设计[J]. 光学精密工程, 2016, 24(7): 1703-1710.
FU Jinjiang, YAN Changxiang, LIU Wei, et al. Stiffness calculation and optimal design of elliptical flexure hinges[J]. Optics and Precision Engineering, 2016, 24(7):1703-1710.(in Chinese)

[134]邵兵. 激光星间通信终端精瞄微定位系统关键技术的研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学, 2006.

[135]鲁亚飞. 快速反射镜机械结构特性设计问题研究[D]. 长沙：国防科技大学, 2009.

[136]ZHANG S J, LIU Y X, DENG J, et al. Development of a low capacitance two-axis piezoelectric tilting mirror used for optical assisted micromanipulation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 154: 107602.

[137]CHANG Q, CHEN W, LIU J, et al. Development of a novel two-DOF piezo-driven fast steering mirror with high stiffness and good decoupling characteristic[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 159: 107851.

[138]LEGGE P. Ultrasonic drilling of ceramics[J]. Industrial Diamond Review, 1964, 24(278):20-24.

[139]KUMAR S, WU C S, PADHY G K, et al. Application of ultrasonic vibrations in welding and metal processing: a status review[J]. Journal of Manufacturing Processes, 2017, 26:295-322.

[140]MORIWAKI T, SHAMOTO E, INOUE K. Ultraprecision ductile cutting of brittle materials by applying ultrasonic vibration[J]. CIRP Annals, 1992, 41:141-144.

[141]KIM J, LEE E. A study of the ultrasonic-vibration cutting of carbon-fiber reinforced plastics[J]. Journal of Materials Processing Technology, 1994, 43(2):259-277.

[142]ZHOU M, WANG X, NGOI B, et al. Brittle - ductile

transition in the diamond cutting of glasses with the aid of ultrasonic vibration[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 121(2):243-251.

[143]XU J, ZHENG J, DING S. The basic experimental research on the NC-creep feed ultrasonic assisted grinding ceramics [C]//Proceedings of the 15th International Symposium on Electromachining. Pittsburgh, PA: ISEM, 2007.

[144]ZHANG C, SONG Y. A novel design method for 3D elliptical vibration-assisted cutting mechanism[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 134:308-322.

[145]LIU X, WU D, ZHANG J, et al. Analysis of surface texturing in radial ultrasonic vibration-assisted turning [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2019, 267:186-195.

[146]DU P, LIU Y, DENG J, et al. A compact ultrasonic burnishing system for high precision planar burnishing: design and performance evaluation[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2021, 69(8):8201-8211.

[147]DU P, HAN L, QIU X, et al. Development of a high-precision piezoelectric ultrasonic milling tool using longitudinal-bending hybrid transduce[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2022, 222:107239.

[148]GOZEN B, OZDOGANLAR O. A rotating-tip-based mechanical nano-manufacturing process: nanomilling [J]. Nanoscale Research Letters, 2010, 5(9): 1403-1407.

[149]KAWASEGI N, TAKANO N, OKA D. Nanomachining of silicon surface using atomic force microscope with diamond tip [J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering-Transactions of the ASME, 2006, 128(3):723-729.

[150]ZIMMERMANN S, TIEMERDING T, FATIKOW S. Automated robotic manipulation of individual colloidal particles using vision-based control[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(5): 2031-2038.

[151]LU H, WANG P, RONG T, et al. Nanorobotic system for precise in-situ three-dimensional manufacture of helical microstructures[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2018, 3(4):2846-2853.

[152]FENG Y, LIU J, LI H, et al. Deposition behavior optimization of on-demand tin droplet with gravity based on piezoelectric micro-jet[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 192:122902.

[153]LI K, WANG R, LIU J, et al. On-demand direct printing of tin microdots by a piezoelectric microjet: design, simulation, and experimental evaluation[J]. Smart Materials and Structures, 2022, 31:045017

[154]THAKKAR D, GANGULI R. Active twist control of smart helicopter rotor-a survey[J]. Journal of Aerospace Sciences and Technologies, 2005, 57(4): 429-448.

[155]NITZSCHE F, ZIMCIK D. Closed-loop control tests for vertical fin buffeting alleviation using strain actuation [J]. Journal of Guidance, Control, and Dynamics, 2001, 24(4):855-857.

[156]HE Y, CHEN X, LIU Z, et al. Piezoelectric self-sensing actuator for active vibration control of motorized spindle based on adaptive signal separation[J]. Smart Materials and Structures, 2018, 27(6):065011.

[157]LU F, LIU Y, CHEN W, et al. Radial disturbance compensation device of cylindrical cantilever beam using embedded piezoelectric ceramics with bending mode[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 172: 109009.

[158]SCHENKER P S, BAR-COHEN Y, BROWN D K, et al. Composite manipulator utilizing rotary piezoelectric motors: new robotic technologies for mars in-situ planetary science[C]//Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering. San Diego, CA, USA: Society of Photo-Optical Instrumentat Engineers(SPIE), 1997.

[159]全齐全, 李贺, 邓宗全, 等. 用于星球表面岩石采样的超声波钻进取心器[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2016, 47(12):4081-4089.
QUAN Qiquan, LI He, DENG Zongquan, et al. An ultrasonic coring tool for rock-sampling on extraterrestrial planets[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2016, 47(12): 4081-4089.(in Chinese)

[160]赵亮亮. 面向折展机构的足式直线压电驱动器及驱动电源的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2017.

[161]闫纪朋. 面向可旋转式套筒伸展机构的两自由度压电超声电机研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2017.

[162]郑伟. 讲好“嫦五”奔月背后的“江苏智慧”[J]. 记者观察, 2021(14):140-141.
ZHENG Wei. Talk about the "Jiangsu Wisdom" behind the "Changwu" flying to the moon[J]. Journalists Observation, 2021(14):140-141.(in Chinese)

[163]杨淋, 赵淳生. 军民两用高性能超声电机的研发和产业化[J]. 军民两用技术与产品, 2018(9):40-43.
YANG Lin, ZHAO Chunsheng. R&D and industrialization of military and civilian high-performance ultrasonic motor[J]. Dual Use Technologies & Products, 2018(9):40-43.(in chinese)

[164]DU E, CUI H, ZHU Z. Review of nanomanipulators for nanomanufacturing [J]. International Journal of Nanomanufacturing, 2006, 1(1):83-103.

[165]SHI C, LU D, YANG Q, et al. Recent advances in nanorobotic manipulation inside scanning electron microscopes [J]. Microsystems and Nanoengineering, 2016, 2:16024.

[166]LI X, CHEAH C. A simple trapping and manipulation method of biological cell using robot-assisted optical tweezers: singular perturbation approach [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 64(2): 1656-1663.

[167]李治廷. 眼科显微手术辅助机器人视网膜血管注药器研制[D]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学, 2019.

[168]YU H, LIU Y, DENG J, et al. Bioinspired multilegged piezoelectric robot: the design philosophy aiming at high-performance micromanipulation[J]. Advanced Intelligent Systems, 2022, 4(3):2100142.

[169]MCCLINTOCK H, TEMEL F Z, DOSHI N, et al. The milliDelta: a high-bandwidth, high-precision, millimeter-scale Delta robot[J]. Science Robotics, 2018, 3(14):3018.

[170]YANG X, CHEN Y, CHANG L, et al. Bee+: a 95-mg four-winged insect-scale flying robot driven by twinned unimorph actuators [J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2019, 4(4):4270-4277.

[171]LI J, DENG J, LIU Y, et al. A linear piezoelectric actuator based on working principle of three-petal mouth of a rabbit[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2021, 69(5):5091-5099.

[172]BAISCH A, SREETHARAN P, WOOD R, et al. Biologically-inspired locomotion of a 2g hexapod robot [C]//IEEE/RSJ 2010 International Conference on Intelligent Robots and Systems. Taipei, China: IEEE, 2010.

[173]WU Y, YIM J K, LIANG J, et al. Insect-scale fast moving and ultrarobust soft robot[J]. Science Robotics, 2019, 4(32):1594.

[174]LIU P, WEN Z, LI J. A piezoelectric in-pipe micro robot actuated by impact drive mechanism [J]. Optics and Precision Engineering, 2008, 12:2320-2326.

[175]XING J, NING C, LIU Y, et al. A piezoelectric inertial robot for operating in small pipelines based on stick-slip mechanism: modelling and experiment [J]. Frontiers of Mechanical Engineeringis, DOI: 10.1007/s11465-022-0697-z.

[176]YAN S, ZHANG F, QIN Z, et al. A 3-DOFs mobile robot driven by a piezoelectric actuator [J]. Smart Materials and Structures, 2006, 15(1):N7-N13.

[177]FUCHIWAKI O. Insect-sized holonomic robots for precise, omnidirectional, and flexible microscopic processing: Identification, design, development, and basic experiments [J]. Precision Engineering, 2013, 37(1):88-106.

[178]LIU Y, LI J, DENG J, et al. Arthropod-metamerism-inspired resonant piezoelectric millirobot [J]. Advanced Intelligent Systems, 2021, 3(8):2100015.

[179]WANG W, DENG J, LIU Y, et al. Design, modeling and experiment of a miniature biped piezoelectric robot [J]. Smart Materials and Structures, 2022, 31:075004.



第一作者简介：刘英想，男，1982年6月生，博士、教授、博士生导师。国家杰出青年科学基金获得者、全国优秀博士论文获得者、哈尔滨工业大学青年科学家工作室负责人。主要研究方向为压电驱动理论与技术、机器人理论与技术。出版专著2部，在IEEE TIE等国际权威期刊发表论文160余篇（IEEE汇刊论文50余篇），获授权发明专利120余项。曾获黑龙江省自然科学二等奖、黑龙江省高校科学技术一等奖、黑龙江省技术发明二等奖。担任IEEE Transactions on Industrial Electronics、IEEE Transactions on Robotics和IEEE Access编委（Associate Editor）、Materials编委（Topic Editor）、Applied Sciences和Actuators特邀编辑（Guest Editor）、《振动、测试与诊断》编委、《振动工程学报》青年编委，中国机械工程学会高级会员、IEEE Senior Member、中国机械工程学会机器人分会第1届委员会委员、中国人工智能学会智能机器人专业委员会委员。E-mail: liuyingxiang868@hit.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.002

基于深度学习的航空发动机齿轮故障诊断*

万安平[1]， 杨 洁[2]， 王景霖[3]， 陈 挺[1]， 缪 徐[1]， 黄佳湧[1]， 杜 翔[1]
（1.浙大城市学院机电系 杭州，310015）（2.浙江大学机械工程学院 杭州，310027）
（3.故障诊断与健康管理技术航空科技重点实验室 上海，201601）

摘要 传统的机械故障诊断方法需要将采集的故障波信号进行信号处理，再结合神经网络进行特征提取与分类，不仅流程复杂、耗费时间，而且识别准确率不高。针对此问题，采用一维卷积神经网络（one dimensional convolutional neural network，简称 1D-CNN）对试验获取的某航空发动机的齿轮故障振动数据进行特征提取与分类，建立齿轮故障一维卷积神经网络模型，对航空发动机轴承进行故障诊断。试验与分析结果表明：采用该神经网络模型对齿轮进行分类，其准确率可达 80%，相较于采用传统的前馈神经网络 63.9% 的识别准确率，提高了 15.07%；与采用支持向量机（support vector machine，简称 SVM）对故障进行分类识别相比，该方法准确率提高了 15.89%。本方法能够直接将波形振动信号作为输入，通过卷积、池化等一系列操作，输出最后的分类结果，简化了传统方法先进行信号处理再通过机器学习诊断的步骤，为航空发动机故障诊断提供一种可行方法。

关键词 航空发动机；故障诊断；多传感器信息融合；深度学习；卷积神经网络
中图分类号 V240.2；V232

引 言

自 20 世纪末至今，伴随信息技术的不断发展，人工神经网络由于其具有强大的并行处理能力、非线性函数逼近能力、自组织、自学习和自适应等特点[1]，在航空航天领域的应用愈发广泛，已成为现阶段航空飞行器故障诊断的关键手段之一。航空发动机因其机械结构复杂、工作环境恶劣，在使用较长时间后其内部零件容易产生机械损伤，使得工作性能大幅度降低，其机械故障一般可分为气路故障、附件故障和旋转机械故障 3 类[2]。例如，构成其旋转机构的轴系零件，在表面磨损等失效问题下，容易导致发动机组件产生巨大的振动和噪声，降低运行效率，严重时还会引起整个机组的破坏，造成巨大的经济损失[3-4]。

航空发动机的故障诊断识别主要是对旋转机械如齿轮和轴承的故障类别进行特征挖掘分类和预测。振动信号分析法[5]是航空发动机齿轮和轴承故障诊断中应用最为广泛的研究方法，通过采集不同损伤情况的齿轮和轴承工作过程中的振动加速度信号，应用机器学习手段对信号进行分类与预测，挖掘故障数据的潜在特征，对故障诊断效率和准确率有着极大的提升。Liu 等[6]提出了一种基于局部均值分解理论的解调分析方法，先利用局部均值分解将行星齿轮箱振动信号分解为一系列乘积函数，再对乘积函数做傅里叶频谱分析，成功提取了风机行星齿轮箱齿轮局部裂纹故障特征频率。祝文颖等[7]将一种改进的经验小波变换应用于行星齿轮箱振动信号分析，通过滤波将信号分解为 1 组调幅-调频的单分量成分，有效地提取出行星齿轮箱局部故障特征频率。上述方法要经过繁杂的信号处理过程，往往需要相关人员掌握大量的信号处理知识和丰富的专家诊断经验，对于内外多激励干扰情况的航空发动机振动信号很难提取到早期的故障特征。随着机器学习技术的发展和完善，研究人员将机器学习模型应用于故障诊断，提高了诊断准确性。

卷积神经网络[8]可以对海量数据进行处理，能够有效提取数据特征并进行分类，而航空发动机运作过程中产生的数据量庞大，很适合采用卷积神经网络进行分析。韩涛等[9]利用多小波变换与卷积神经网络对轴承复合故障进行了分析。张西宁等[10]利用卷积自编码器对卷积核与反卷积核进行优化，建立了一个深度自编码器用于滚动轴承的故障诊断。陈仁祥等[11]将小波变换与卷积神经网络相结合，利用小波变换提取出轴承振动信号中的时频矩阵并输

* 国家自然科学基金资助项目（51705455）；航空科学基金资助项目（20183333001）；中国博士后基金特别资助项目（2018T110587）
收稿日期：2021-04-02；修回日期：2021-05-25

入卷积神经网络来提取高维特征，根据这些特征实现轴承不同故障状态的分类。上述文献所列方法均通过将信号处理技术与机器学习的神经网络进行结合，将一维时域信号数据转化为时频数据，再通过卷积神经网络基于时频图像进行图像分析，其操作过程十分繁琐，对信号分析能力的要求很高。因此，舍弃原始信号处理过程，直接对采集的振动信号进行神经网络模型的搭建，并达到较高的故障分类准确率，具有重要意义。

一维卷积神经网络能够直接对时域信号进行特征挖掘，其采集的一维时域振动信号作为样本空间输入网络，完成故障类型识别和诊断。Chao 等[12]采用一维卷积神经网络进行高速轴向柱塞泵空化强度识别，其输入信号为多通道振动信号，将每个通道算作 1 个维度，极大地提高了识别准确率。Wang 等[13]将滚动轴承的振动与声学信号相结合，共同作为一维卷积神经网络的输入。Bao 等[14]将一维卷积神经网络用于应力时变数据的识别，有效识别了导管式海洋平台的故障损伤。因此，笔者将一维卷积神经网络用于航空发动机齿轮与轴承的故障类型识别。

1　卷积神经网络

目前，卷积神经网络（convolutional neural network，简称 CNN）在各个领域都有着非常成功的应用，尤其在图像处理[15]和语音识别[16]方面有着独特的优势。典型的一维卷积神经网络[17]一般包括输入层、卷积层、池化层、全连接层和输出层，如图 1 所示。

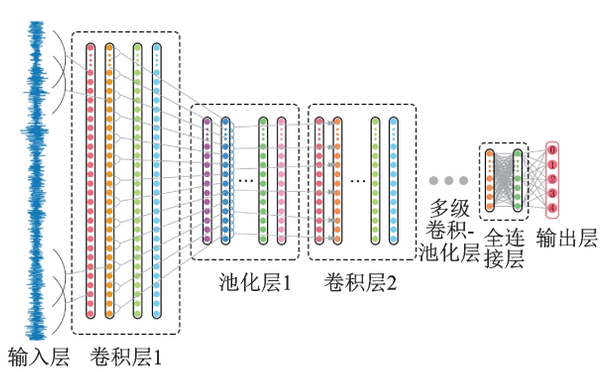


图 1　一维卷积神经网络结构图

Fig.1　Structure diagram of 1D-CNN

CNN 的输入层可以对多维数据进行标准化处理，即在学习数据导入 CNN 之前，需要对输入数据进行标准化处理，这种操作有助于提高算法的运行效率和学习性能。

在卷积层，卷积核对上一层的输出进行卷积，并使用非线性激活函数构造输出特征。每一层的输出是多个输入特征的卷积结果，其数学模型[18]为

$$y_i^{l+1}(j)=w_i^l \bullet x^l(j)+b_i^l \tag{1}$$

其中：w_i^l 为第 i 个滤波核在 l 层的权重；b_i^l 为第 i 个滤波核在 l 层的偏置；$x^l(j)$ 为第 l 层的第 j 个神经元的输入；$y_i^{l+1}(j)$ 为第 j 个神经元在 $l+1$ 层的输入，即 l 层的输出；符号“•”表示内核与该局部区域的点积。

卷积运算后，激活函数对每次卷积的逻辑值输出进行非线性变换。激活函数的作用是将原本线性不可分的多维特征变换到另一个空间，增强这些特征的线性可分性。笔者采用 Relu 函数作为激活函数，当输入值大于 0 时，该函数的导数值总是 1，因此克服了梯度消失的问题。

池化层以减少神经网络参数为主要目的，通过数据采样将大的矩阵缩小为小的矩阵，从而减少了计算量，防止过拟合。在实际应用中，常用最大值池化和平均值池化，取感知域的最大值或平均值作为输出。全连接层将最后一个池化层的输出展开为一维向量，同时作为全连接层的输入，然后在输入和输出之间建立全连接网络。全连接层可以在卷积层或池化层整合已区分的局部信息。输出层通常使用 softmax 分类器来创建分类标签，softmax 分类器是由逻辑回归衍生的一种多类分类形式。

目前，用于图像处理的卷积神经网络一般为二维，即将一个二维图像每个像素的灰度值作为数据输入，而一维卷积神经网络的输入是一个多通道一维向量。1D-CNN 卷积原理如图 2 所示，其卷积核采用一维结构，每个卷积层和池化层的输出都是一维向量。

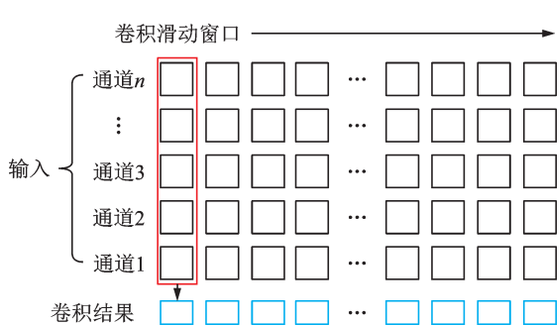


图 2　1D-CNN 卷积原理

Fig.2　Convolution principle of 1D-CNN

2　故障诊断模型

2.1　模型结构

基于卷积神经网络的基本原理，笔者建立如图 3 所示的一维卷积神经网络模型流程，用于航空发动机齿轮故障信号的特征提取与分类。具体步骤如下：

1）数据采集，本研究采用某直升机传动系统试验台和主减试验台的平行齿轮相关数据，共约 30×10^4 条数据；

2）数据预处理，对数据进行标签化、切片及归一化处理，将数据转换为用于监督学习的数据类型；

3）将数据划分为训练集和测试集，搭建 1D-CNN 模型，并将训练集和测试集数据代入模型进行训练；

4）将验证集数据代入模型进行预测；

5）用模型训练中的准确率和均方根误差对模型进行评价，两者越小，则模型预测准确率越高。

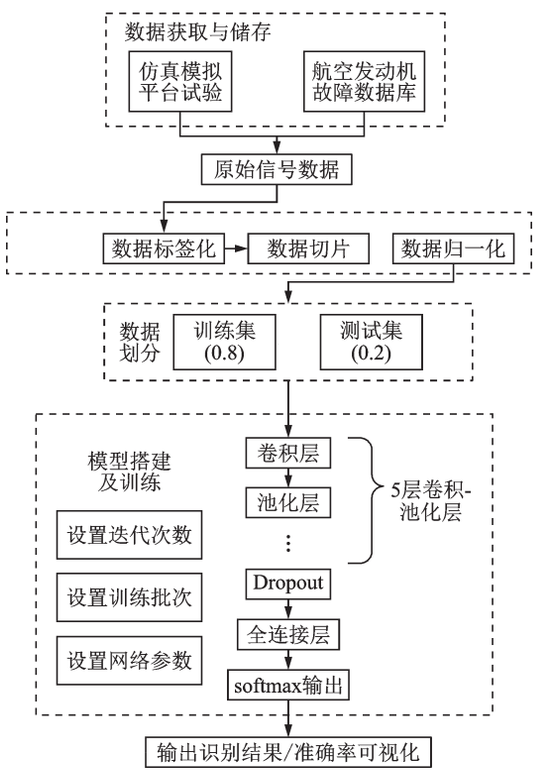


图 3 一维卷积神经网络模型流程图

Fig.3 Flow chart of 1D-CNN model

归一化后的原始数据直接导入到 1D-CNN 中。1D-CNN 具有强大的特征提取能力，其中隐藏在原始数据中的非线性特征可以通过卷积层和池化层交替进行自动提取，在全连接层完成自适应特征学习。这样，1D-CNN 算法就消除了传统算法中人工提取特征的过程，实现了端到端信息处理。

笔者提出的 1D-CNN 的具体结构由 5 个卷积层、5 个池化层、1 个全连接层和 1 个 softmax 输出层组成。经过第 1 层卷积层后，信号被转换成 1 组特征映射，然后通过最大值池化对其进行下采样。在这些操作重复 4 次后，将最后一个池化层的特性连接到全连接层，再通过 Relu 函数激活全连接层，传递到 softmax 层，最终得到每个分类的概率值，其中概率最大的类别被视为识别结果。

该模型有 5 个卷积层和池化层。卷积核的大小如下：第 1 层为 64×1；第 2 层和第 3 层为 32×1；第 4 层和第 5 层为 16×1。池化核的大小如下：第 1 层为 16×1；第 2～5 层均为 2×1。全连接层神经元节点数为 100，softmax 层有 5 个输出，分别对应试验中齿轮故障的 5 种状态，其振动信号提取的参数如表 1 所示。

表 1 振动信号特征提取的参数

Tab.1 Parameters of vibration signal feature extraction

层序号	层类别	核的大小和步长	核的信道数
1	卷积层 1	64×1/1×1	16
2	池化层 1	16×1/16×1	16
3	卷积层 2	32×1/1×1	64
4	池化层 2	2×1/2×1	64
5	卷积层 3	32×1/1×1	128
6	池化层 3	2×1/2×1	128
7	卷积层 4	16×1/1×1	128
8	池化层 4	2×1/2×1	128
9	卷积层 5	16×1/1×1	128
10	池化层 5	2×1/2×1	128
11	全连接层	100	1
12	Softmax 层	5	1

2.2 评价指标

常用于机器学习的预测评价指标包括均方根误差（root mean square error，简称 RMSE）、平均绝对误差（mean absolute error，简称 MAE）及平均绝对百分比误差（mean absolute percentage error，简称 MAPE）等。笔者采用 RMSE 作为损失函数，来评价模型迭代时的收敛情况，采用模型训练准确率输出作为进一步评估模型识别效果的标准，并与传统的机器学习方法进行对比。RMSE 的计算式为

$$e_{\mathrm{RMSE}}=\frac{1}{N}\sqrt{\sum_{i=1}^{N}(\hat{L}_i-L_i)^2} \tag{2}$$

其中：N 为训练样本总数；$\hat{L}_i$ 为识别结果；L_i 为真实标签。

3 试验研究与分析

3.1 试验数据集

为了评估所提方法的性能，使用了真实的齿轮数据。数据来源于某直升机传动系统试验台和主减试验台的平行齿轮相关数据，发动机齿轮数据采集平台如图 4 所示。

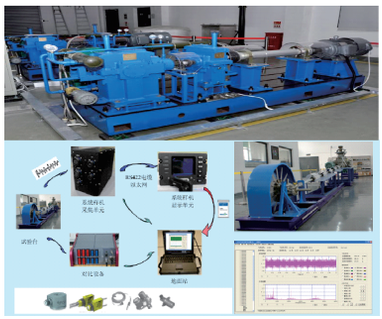


图 4　发动机齿轮数据采集平台

Fig.4　Engine gear data acquisition platform

3.2　数据预处理

3.2.1　数据标签化

本研究所采用的数据为某直升机传动系统试验台和主减试验台的平行齿轮与深沟球轴承的振动加速度信号数据。每个故障类别测定时，在不同位置和方向安装 9 个传感器，即采用多信号传感器融合的方法进行故障类型识别，这有利于提高神经网络模型的识别准确率。由于轴承故障诊断方式与齿轮相同，都是采用一维卷积神经网络对振动信号进行分类，因此仅讨论齿轮故障诊断。

本研究检测的齿轮故障类别主要为齿根裂纹、齿面磨损、断齿、缺齿和正常齿轮。采用一维卷积神经网络对齿轮的故障类别进行分类和识别，需要对原始振动信号数据进行标记，齿轮数据集的标签如表 2 所示。

表 2　齿轮数据集标签

Tab.2　Labels of gear data set

样本数量（训练集/测试集）	故障类别	分类标签
4 800/1 200	正常齿轮	0
4 800/1 200	缺齿	1
4 800/1 200	断齿	2
4 800/1 200	齿面磨损	3
4 800/1 200	齿根裂纹	4

3.2.2　数据切片

一维卷积神经网络的优点在于提取输入数据的空间关联特性。原始的振动信号数据为多通道一维向量，空间关系不明显，需将其转换为适用于卷积神经网络的数据结构。本研究采取将各传感器视作不同的通道，选择数据切片长度为 50，即每 50 个离散数据合并为 1 个数据点，将振动信号截取为多小段振动数据，如图 5 所示。

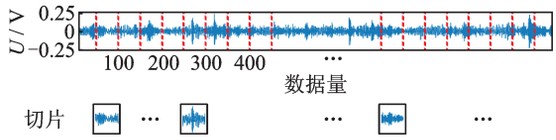


图 5　数据切片

Fig.5　Data slicing

3.2.3　数据归一化

神经网络普遍采用基于梯度下降的反向传播算法进行模型的训练，将数据归一化到一个标准的区间更有利于模型的训练和求解[19]。采用最小-最大值归一化方法将向量中各元素缩放至[0,1]区间，其计算式为

$$X_{\text{norm}}=(X-X_{\min})/(X_{\max}-X_{\min}) \tag{3}$$

其中：X 为原始值；$X_{\max}$，$X_{\min}$ 分别为最大、最小值；X_{norm} 为归一化后的值。

3.3　模型训练

航空发动机齿轮数据经数据预处理后即可输入搭建完成的一维卷积神经网络中进行训练。训练过程中将数据集划分为训练集和测试集，训练集用于估计模型中的超参数，使模型能够反映现实数据的特征，测试集用来评估模型的识别性能。通常在数据量较大时，采取 4∶1 的比例划分训练集与测试集。本研究数据量为 30 000 条（如表 2 所示的 5 组数据，每组 6 000 条），适用于此比例。

模型学习率影响深度学习模型的训练效率，当学习率过小时，会导致网络的损失值下降缓慢；当学习率过大时，参数更新的幅度异常显著，导致网络迅速收敛到局部最优点，而非全局最优。深度学习常采用的学习率为 0.1，0.01，0.001 及 0.000 1，学习率越低，损失值降低的速度就越慢。使用较低的学习率可以确保模型不错过任何一个局部极小值，但也需要花费更长的时间来进行收敛。当数据量庞大时，学习率一般选择较大，避免花费过多的时间。本研究数据为 30 000 个，选择学习率为 0.01。结果表明，经过 26 轮迭代模型即可收敛。

模型训练次数对神经网络训练效果的影响很大，当次数选择过小时，容易造成欠拟合，即模型未能准确学习所有特征；当次数选择过大时，会造成过拟合，即模型将训练集中不涉及标签分类的特殊表征纳入到特征学习中去，导致测试集的识别准确率下降。笔者采用枚举法，在学习率为 0.01 的基础上选择次数为 50，100，250 及 500 进行训练，试验结果表明，当训练轮次大于 26 轮后，模型即可收敛；而当回合数大于 100 时，模型出现过拟合现象，测试集准确率和损失值出现反向变化。避免过拟合的方法常

采用添加正则项、扩增数据集、提前终止训练以及添加Dropout层。本研究数据集已经足够大，因此采用在模型中添加正则项（降低模型数学式中w的复杂度），全连接层前添加1层Dropout层（过滤20%的模型参数），训练100次即停止，避免训练轮数过多而降低故障诊断效果。

3.4 结果分析与对比验证

针对航空发动机齿轮故障数据建立的一维卷积神经网络进行准确度和损失值分析，并与传统的前馈神经网络进行对比，显示出一维卷积神经网络在齿轮故障分类方面的优势。

准确度表明一个神经网络实现分类的效果，其采用识别样本标签与其真实类别标签相同的样本数量占总样本的百分比来表示。损失函数是用来测量预测类别与真实类别之间的误差，笔者采用MSE作为误差的衡量标准。神经网络模型的准确度越高，误差越小，表明该模型的应用效果越好。

通过100次模型迭代，可以得到如图6所示的一维卷积神经网络准确度和损失值变化趋势图。由图可知：前5次迭代，模型准确率迅速上升，随着迭代次数的不断增加，模型对样本类别的识别准确率在不断上升后逐渐趋于缓慢平稳，训练样本和测试样本的准确率最终都达到80%左右；损失函数值随迭代次数的增加而不断降低，测试样本最终达到0.427，而训练样本的损失值依旧不断降低，在增加模型迭代次数后，其值不断接近于0。前50次模型迭代，测试集的识别效果优于训练集的识别效果；但50次迭代之后，测试集识别效果逐渐趋于平稳，甚至有变差的迹象，可能是模型仍然存在一定的过拟合。根据数据量，进一步调整模型训练参数，增大Dropout的比例，避免过拟合现象的发生。

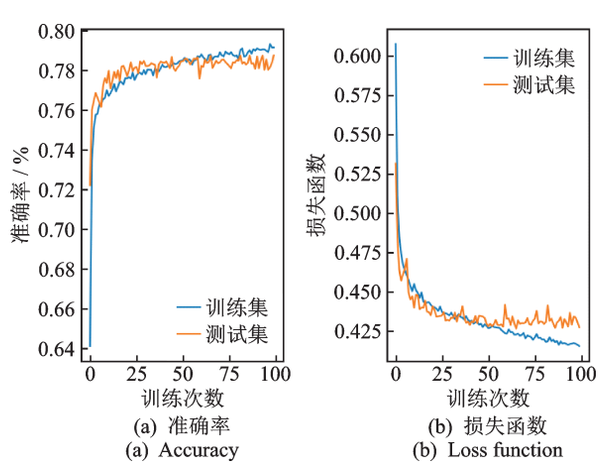


图6 1-D CNN模型准确率和损失函数变化趋势图

Fig.6 Trend of accuracy and loss function of 1-D CNN mode

表3所示为不同机器学习方法对本研究数据的识别效果，图7为前馈神经网络模型准确率和损失函数变化趋势图。可以看到，采用一维卷积神经网络对航空发动机齿轮故障进行分类识别，其测试集准确率可达78.97%，即有近80%的数据分类结果与真实标签相同，有20%左右的分类结果错误。相较于采用传统的前馈神经网络63.9%的识别准确率，提高了15.07%。与采用SVM对故障进行分类识别相比，该方法准确率提高了15.89%，并且其均方根误差值也相对更小。因此，对类似于航空发动机齿轮故障振动信号的波形数据，笔者采用的一维卷积神经网络表现出较优的识别效果。

表3 各机器学习方法识别效果

Tab.3 Recognition effect of each machine learning method

模型名称	RMSE	准确率/%
前馈神经网络	0.751	63.90
支持向量机	0.690	63.08
卷积神经网络	0.427	78.97

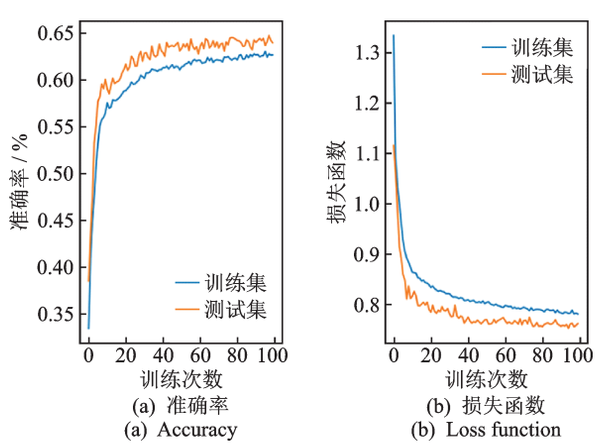


图7 前馈神经网络模型准确率和损失函数变化趋势图

Fig.7 Trend of the accuracy and loss function of BP mode

笔者建立的一维卷积神经网络识别准确度还有待提高，原因如下：①神经网络超参数的定义依旧采用经验法或模型迁移，没有准确的原则来保证参数的选取达到最优化；②原始数据采集无法确保每一条数据都与分类结果有着极大相关性，关联度不高的数据对最终的识别准确率有极大的干扰。

4 结束语

在分析了机械旋转部件故障诊断的基础上，将一维卷积神经网络应用于航空发动机齿轮故障类别诊断，其识别准确度达到了78.97%，相较于传统的前馈神经网络和支持向量机有明显的提升。该一维卷积神经网络能够直接将波形振动信号作为输入，通过卷积、池化等一系列操作，输出最后的分类结果，简化了传统的先进行信号处理再通过机器学习

诊断的繁琐步骤，为航空发动机故障诊断提供了一种可行方法。

参　考　文　献

[1] 蒋东翔，王风雨，周明，等．模糊自组织神经网络在航空发动机故障诊断中的应用[J]．航空动力学报，2001，16(1)：80-82.
JIANG Dongxiang，WANG Fengyu，ZHOU Ming，et al. Application of fuzzy self-organizing neural network in aero-engine fault diagnosis[J]. Journal of Aerospace Power，2001，16(1)：80-82.（in Chinese）

[2] 田晶，李有儒，艾延廷．一种基于Deep-GBM的航空发动机中介轴承故障诊断方法[J]．航空动力学报，2019，34(4)：756-763.
TIAN Jing，LI Youru，AI Yanting. A fault diagnosis method for aero engine intermediate bearing based on deep GBM[J]. Journal of Aerospace Power，2019，34(4)：756-763.（in Chinese）

[3] JIAO J Y，ZHAO M，LIN J，et al. Hierarchical discriminating sparse coding for weak fault feature extraction of rolling bearings[J]. Reliability Engineering and System Safety，2019，184：41-54.

[4] ZHAO M，JIA X D. A novel strategy for signal denoising using reweighted SVD and its applications to weak fault feature enhancement of rotating machinery[J]. Mechanical Systems and Signal Processing，2017，94：129-147.

[5] 秦宁．基于振动信号分析的滚动轴承故障诊断研究[D]．大连：大连理工大学，2020.

[6] LIU W Y，ZHANG W H，HAN J G，et al. A new wind turbine fault diagnosis method based on the local mean decomposition[J]. Renewable Energy，2012，48：411-415.

[7] 祝文颖，冯志鹏．基于改进经验小波变换的行星齿轮箱故障诊断[J]．仪器仪表学报，2016，37(10)：2193-2201.
ZHU Wenying，FENG Zhipeng. Fault diagnosis of planetary gearbox based on improved empirical wavelet transform[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument，2016，37(10)：2193-2201.（in Chinese）

[8] LECUN Y，BOTTOU L. Gradient-based learning applied to document recognition[J]. Proceedings of the IEEE，1998，86(11)：2278-2324.

[9] 韩涛，袁建虎，唐建，等．基于MWT和CNN的滚动轴承智能复合故障诊断方法[J]．机械传动，2016，40(12)：139-143.
HAN Tao，YUAN Jianhu，TANG Jian，et al. Intelligent composite fault diagnosis method of rolling bearing based on MWT and CNN[J]. Journal of Mechanical Transmission，2016，40(12)：139-143.（in Chinese）

[10] 张西宁，向宙，唐春华．一种深度卷积自编码网络及其在滚动轴承故障诊断中的应用[J]．西安交通大学学报，2018，52(7)：1-8，59.
ZHANG Xining，XIANG Zhou，TANG Chunhua. A deep convolutional self coding network and its application in rolling bearing fault diagnosis[J]. Journal of Xi′an Jiaotong University，2018，52(7)：1-8，59.（in Chinese）

[11] 陈仁祥，黄鑫，杨黎霞，等．基于卷积神经网络和离散小波变换的滚动轴承故障诊断[J]．振动工程学报，2018，31(5)：883-891.
CHEN Renxiang，HUANG Xin，YANG Lixia，et al. Rolling bearing fault diagnosis based on convolution neural network and discrete wavelet transform[J]. Journal of Vibration Engineering，2018，31(5)：883-891.（in Chinese）

[12] CHAO Q，TAO J，WEI X，et al. Cavitation intensity recognition for high-speed axial piston pumps using 1-D convolutional neural networks with multi-channel inputs of vibration signals[J]. AEJ-Alexandria Engineering Journal，2020，59(6)：4463-4473.

[13] WANG X，MAO D，LI X. Bearing fault diagnosis based on vibro-acoustic data fusion and 1D-CNN network[J]. Measurement，2021，173(6)：108518.

[14] BAO X X，FAN T X，SHI C，et al. One-dimensional convolutional neural network for damage detection of jacket-type offshore platforms[J]. Ocean Engineering，2021，219：108293.

[15] TAN Y X，YAO H G. Deep capsule network handwritten digit recognition[J]. International Journal of Advanced Network，Monitoring and Controls，2021，5(4)：1-8.

[16] SUN C，ZHANG M，WU R J，et al. A convolutional recurrent neural network with attention framework for speech separation in monaural recordings[J]. Scientific Reports，2021，11(1)：1434.

[17] ZHANG K S，ROBINSON N，LEE S W，et al. Adaptive transfer learning for EEG motor imagery classification with deep convolutional neural network[J]. Neural Networks，2021，136：1-10.

[18] 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)：425-446.

[19] GIBSON A，PATERSON J. Deep learning：a practitioner′s approach[M]. Boston：O′Reilly Media，2017：324-325.



第一作者简介：万安平，男，1983年11月生，博士、副教授。主要研究方向为复杂装备健康管理及维修决策。
E-mail：wanap@zucc.edu.cn

通信作者简介：陈挺，男，1989年10月生，博士。主要研究方向为人工智能低温制冷设备故障诊断。
E-mail：chenting@zucc.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.003

数据驱动的凸轮式绝对重力仪微小故障诊断*

牟宗磊[1]， 王 晨[2]， 张 媛[2]， 郝妮妮[2]， 胡 若[3]
（1.山东科技大学电气与自动化工程学院 青岛，266590）
（2.山东科技大学机械电子工程学院 青岛，266590）
（3.中国计量科学研究院 北京，100029）

摘要 针对凸轮式绝对重力仪微小故障幅值小、故障特征微弱及易被噪声掩盖而难于发现等特点，提出了一种融合改进集总平均经验模态分解（modified ensemble empirical mode decomposition，简称 MEEMD）、能量熵以及多尺度排列熵（multi-scale permutation entropy，简称 MPE）的凸轮式绝对重力仪微小故障诊断方法。通过 MEEMD 算法对凸轮式绝对重力仪不同工况下的振动信号进行自适应分解，筛选出有效的本征模态函数（intrinsic mode function，简称 IMF），提取出振动数据中具有敏感特征的多尺度排列熵和能量熵，将提取的多维特征向量矩阵输入到以径向基函数（radial basis function，简称 RBF）为核函数的支持向量机（support vector machine，简称 SVM）中，基于数据实现了凸轮式绝对重力仪微小故障的精确诊断。试验结果表明，该方法可以有效区分凸轮式绝对重力仪的各类微小故障，识别准确度达到 97.1%，解决了因微小故障导致凸轮式绝对重力仪测量精度低的问题，实现了重力仪微小故障的快速溯源和精准定位，具有较好的工程应用前景。

关键词 凸轮式绝对重力仪；故障诊断；改进集总平均经验模态分解；能量熵；多尺度排列熵
中图分类号 TH762

引 言

高精度的绝对重力场信息在大地测量、资源勘探和地球物理学研究等方面具有十分重要的应用价值[1]。随着电子信息技术、激光干涉技术及自动控制技术的快速发展，绝对重力值的测量精度达到了新的水平，同时也对绝对重力值的测量设备提出了更高的要求。凸轮式绝对重力仪是新兴的测量重力加速度的精密计量仪器，主要由凸轮、拖车、平衡配重块及电机等部件组成，具有结构小巧、测量效率高及携带方便等优点，是绝对重力仪发展的重要方向之一[2]。

凸轮式绝对重力仪的工作原理是利用凸轮构造出让物体自由下落的机构，利用激光干涉法和高精度时间间隔测量技术得到物体自由下落时的距离和时间，经过多次数据拟合得到重力加速度。凸轮式绝对重力仪测量过程中，由于各机械部件紧密耦合且存在频繁往复式运动，长时间工作时易出现配重块松动、电机联轴器中心偏移及地脚螺栓松动等微小故障，虽然不会导致设备停机，但由此产生的振动会严重影响凸轮式绝对重力仪的测量精度，甚至产生错误的测试结果[3]。凸轮式绝对重力仪特殊的舰载使用环境以及高精度的测量要求，导致现有的数据驱动的故障诊断方法很难直接对其进行精准的故障诊断[4]。

传统的时频域分析方法很难精细化提取出微小故障的特征信息，不利于故障状态的辨识以及后期设备状态的健康管理[5]。Huang 等[6]提出的经验模态分解（empirical mode decomposition，简称 EMD）是一种自适应时频信号分解方法，可以将信号自适应分解为一系列 IMF，已成功应用于信号处理、故障诊断等领域[7]。然而，EMD 存在模态混叠和端点效应的问题。为了解决 EMD 的模态混叠问题，在 EMD 中引入噪声辅助分析，总体经验模态分解（ensemble empirical mode decomposition，简称 EEMD）和补充的总体经验模态分解（complete ensemble empirical mode decomposition，简称 CEEMD）被相继提出[8-9]，并在故障诊断领域取得了良好的应用效果，但该类算法会因添加白噪声幅值和迭代次数不合适而产生很多虚假分量[10]。此外，在滚动轴承的故障诊断中，逐渐应用熵值的变化来衡量信号的不

* 国家重点研发计划资助项目（2022YFF0607504）；山东省自然科学基金资助项目（ZR2020KE061，ZR2021MF027）
收稿日期：2020-08-10；修回日期：2020-10-12

确定性，如基于样本熵、近似熵及模糊熵的故障诊断方法，但是单一熵值故障诊断方法的鲁棒性、准确性有待进一步提高，不能全面描述故障的特征信息[11-12]。

针对以上问题，笔者开展了数据驱动的凸轮式绝对重力仪微小故障诊断方法的研究，搭建了凸轮式绝对重力仪振动测试系统，采集不同工况下多测点位置的振动数据。通过改进的MEEMD完成了振动数据的自适应分解，基于能量熵和多尺度排列熵构建了多维故障特征向量矩阵，利用SVM实现了凸轮式绝对重力仪配重块松动等常见的6种微小故障的精准溯源与快速诊断。

1　改进的MEEMD算法

在文献[13-14]的研究基础上，笔者所提的改进MEEMD算法自适应分解原始信号$X(t)$步骤如下。

1）在原始信号$X(t)$中成对添加正负2组绝对值相等的白噪声$\lambda n_+(t)$和$\lambda n_-(t)$，分别对其进行集总平均次数相等的EEMD自适应分解，可得

$$X(t)+\lambda n_+(t)\xrightarrow{\text{EEMD}}\sum_{i=1}^{m}\left[\frac{\sum_{j=1}^{n}\left[C_{+i,j}(t)\right]}{n}\right]+\frac{\sum_{j=1}^{n}p_{+j}(t)}{n}=\sum_{i=1}^{m}\overline{\left[C_{+i}(t)\right]}+\overline{p_+(t)} \tag{1}$$

$$X(t)+\lambda n_-(t)\xrightarrow{\text{EEMD}}\sum_{i=1}^{m}\left[\frac{\sum_{j=1}^{n}\left[C_{-i,j}(t)\right]}{n}\right]+\frac{\sum_{j=1}^{n}p_{-j}(t)}{n}=\sum_{i=1}^{m}\overline{\left[C_{-i}(t)\right]}+\overline{p_-(t)} \tag{2}$$

其中：$C_{+i,j}(t)$为$X(t)$中添加$\lambda n_+(t)$后第j次EEMD分解得到的第i个IMF分量；$p_{+j}(t)$为第j次EEMD分解得到的残差分量；$\overline{C_{+i}(t)}$为EEMD最终分解得到的第i个IMF分量；$\overline{p_+(t)}$为最终得到的残差；$C_{-i,j}(t)$为$X(t)$中添加$\lambda n_-(t)$后第j次EEMD分解得到的第i个IMF分量；$p_{-j}(t)$为第j次EEMD分解得到的残差分量；$\overline{C_{-i}(t)}$为EEMD最终分解得到的第i个IMF分量；$\overline{p_-(t)}$为最终得到的残差；$i=1,2,\cdots,m$；$j=1,2,\cdots,n$。

2）将分解得到的2组IMF分量进行均值运算，可消除大部分白噪声在信号中的残差，进而减小信号的重构误差

$$C_i(t)=\frac{\left(\overline{C_{+i}(t)}+\overline{C_{-i}(t)}\right)}{2}\quad(i=1,2,\cdots,m)\tag{3}$$

3）计算各IMF的排列熵，设置阈值θ，根据排列熵值[15]和互相关系数判定$C_i(t)$是异常信号还是平稳信号。

4）根据判断准则，如果$C_i(t)$是异常信号，该组分量需要继续进行EMD自适应分解，以剔除虚假信息并得到标准的IMF分量。

5）将自适应分解得到的IMF分量按频率从高频到低频依次排列，则改进的MEEMD自适应分解信号$X(t)$可以表示为

$$X(t)\xrightarrow{\text{MEEMD}}\sum_{k=1}^{m}\left[C_k(t)\right]+R(t)\tag{4}$$

其中：$R(t)$为改进的MEEMD自适应分解信号$X(t)$得到的剩余残差分量。

通过改进MEEMD自适应分解得到的各IMF分量，可以有效剔除绝对重力仪振动信号中的虚假分量，得到不同工况下振动信号的时频特性。

2　基于熵值的故障特征提取

凸轮式绝对重力仪的微小故障信号是复杂的非稳态、时变耦合信号，振动幅值较小，故障特征不明显，单一的故障特征难以实现对各类微小故障的精细化区分。为了量化基于改进MEEMD算法得到的每个模态分量所包含的故障特征信息，引入熵理论[16]，选用能量熵与多尺度排列熵这2个特征量进行凸轮式绝对重力仪微小故障的识别与诊断。

2.1　能量熵

通过改进的MEEMD算法将原始振动信号分解成n个IMF分量及残余分量$R(t)$，依次用$E_1,E_2,\cdots,E_n$表示n个IMF分量的能量。其中，残余分量包含的振动信号微弱，其能量接近于0，所以在忽略残余分量能量的前提下，原始振动信号的总能量与各IMF分量的能量和近似相等[17]。因为n个IMF分量分别包含了不同频率的振动，故$E=\{E_1,E_2,\cdots,E_n\}$形成了凸轮式绝对重力仪振动信号的能量特征在频率域上的一种分布。因此，整个信号的能量可以定义为

$$E_c=\int_{-\infty}^{+\infty}x^2(t)\mathrm{d}t=\int_{-\infty}^{+\infty}\left[\sum_{i=1}^{n}x_i(t)\right]^2\mathrm{d}t\tag{5}$$

其中：$x_i(t)$为第i个IMF；E_c为整个信号能量。

可得到信号的能量熵为

$$H_e=-\sum_{i=1}^{n}p_i\log p_i \tag{6}$$

其中：p_i为第i个IMF能量占总能量的比值，$p_i=E_i/E_c$；H_e为能量熵。

2.2 多尺度排列熵

排列熵（permutation entropy，简称PE）是Bandt[18]提出的一种检测时间序列随机性和动力学突变的方法，具有计算简单、抗干扰能力强、计算速度快及输出结果直观等优点。多尺度排列熵（multi-scale permutation entropy，简称MPE）是在排列熵的基础上，考虑多个时间尺度下的特征信息，可以更加完整地描述时间序列的复杂性。多尺度排列熵的计算原理[19]如下。

1）对时间序列进行多尺度粗粒化。

设对长度为N的一维时间序列$X=[x_1,x_2,\cdots,x_i]$（$i=1,2,\cdots,N$）进行多尺度粗粒化，得到新的时间序列$y_j^{(s)}$为

$$y_j^{(s)}=\frac{1}{s}\sum_{i=(j-1)s+1}^{js}x_i \tag{7}$$

其中：$y_j^{(s)}$为不同尺度因子下的时间序列，$1\leqslant s\leqslant N/s$；$s$为尺度因子。

当$s=1$时，粗粒化序列为原始的时间序列。

2）计算不同时间尺度下粗粒化的排列熵。

对式（7）中的$y_j^{(s)}$进行时间重构，可得

$$Y_t^{(s)}=\left\{y_t^{(s)},\ y_{t+\tau}^{(s)},\cdots,y_{t+(m-1)\tau}^{(s)}\right\} \tag{8}$$

其中：m为嵌入维数；τ为延迟因子。

对时间重构序列$Y_t^{(s)}$按升序排列，可得

$$y_{t+(j_1-1)\tau}^{(s)}\leqslant y_{t+(j_2-1)\tau}^{(s)}\leqslant\cdots y_{t+(j_m-1)\tau}^{(s)} \tag{9}$$

在此用$\omega_j=\left\{j_1,j_2,\cdots,j_m\right\}$表示重构时间序列中各个元素初始位置的索引，共有$m!$种排列的可能。统计每种排列类型出现的次数$N_l$，计算其对应的排列出现的概率为

$$P_l^s=\frac{N_l}{n/s-m+1} \tag{10}$$

定义时间序列在多尺度下的排列熵为

$$H_P^s=-\sum_{l=1}^{m!}P_l^S\ln P_l^S \tag{11}$$

当$P_l^S=\frac{1}{m!}$时，H_P^s达到最大值$\ln(m!)$。对尺度s下的排列熵进行归一化处理，最终得到归一化的多尺度排列熵为

$$H_P=H_P(m)/\ln(m!) \tag{12}$$

H_P值的变化可以反映出重力仪振动信号在不同时间尺度下的微弱变化。

3 基于SVM的微小故障诊断

基于能量熵、多尺度排列熵与SVM相结合的凸轮式绝对重力仪微小故障诊断流程见图1。

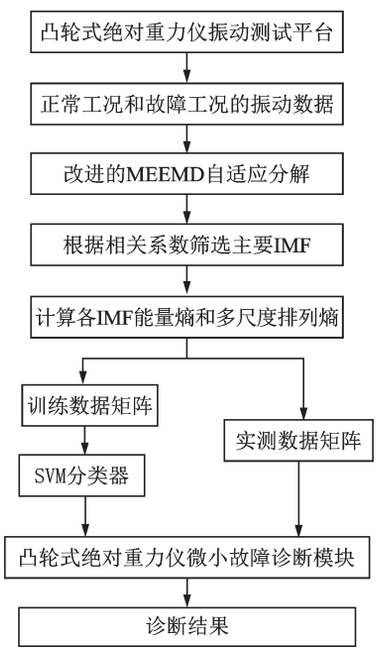


图1 凸轮式绝对重力仪微小故障诊断流程图

Fig.1 The flow chart of incipient fault diagnosis for cam-driven absolute gravimeter

如图1所示，实现凸轮式绝对重力仪微小故障诊断方法的步骤如下：

1）通过搭建的凸轮式绝对重力仪振动测试平台，对不同测点、不同工况下的振动数据进行采集，丰富试验的样本数据集；

2）通过改进的MEEMD算法对所采集的样本数据进行自适应分解，得到相应的IMF分量，并根据相关系数筛选出主要的IMF；

3）根据筛选出的主要IMF，结合时间尺度因子，计算出能量熵和多尺度排列熵作为故障特征参数；

4）利用能量熵和多尺度排列熵构造多维特征向量，输入到SVM中进行训练，并构建微小故障诊断模块；

5）将实测数据经过处理后输入到构建的故障诊断模块，即可实现凸轮式绝对重力仪的微小故障诊断。

4　试验验证

4.1　振动数据获取

搭建的振动数据采集系统如图 2 所示，通过激光测振仪（PDV-100）采集各个测点不同工况的振动数据，主要有 3 个测点：底座、轴承座和端盖。

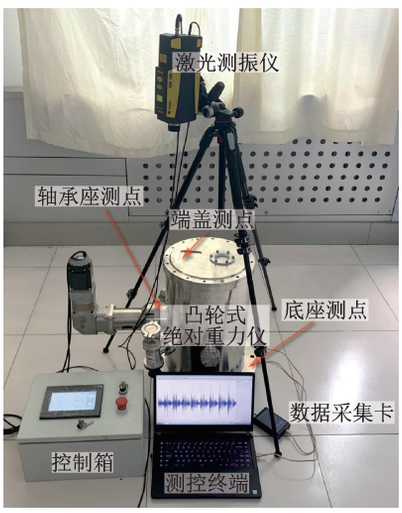


图 2　振动数据采集系统

Fig.2　The vibration acquisition system

各测点依次采集 7 种工况下的振动数据，分别为正常工况（工况 1）、配重块松动故障（工况 2）、电机联轴器中心偏移故障（工况 3）、地脚螺栓松动故障（工况 4）、轴裂纹故障（工况 5）、配重块摩擦故障（工况 6）以及凸轮固定螺丝松动故障（工况 7）。其中，选择最大采样频率为 24 kHz，电机转速设定为 200 r/min，在保证分辨率的情况下，采样点数设定为 30 720 个。采集上述 7 种工况下的振动数据作为原始数据，图 3 所示为端盖测点位置某组工况的原始振动数据。

由图 3 可以看出，不同工况下的振动信号具有一定的差异，但仅从时域上很难对故障数据进行识别分类，需要对原始数据进行精细化特征提取。

4.2　故障特征提取

将原始振动信号用改进的 MEEMD 算法进行分解处理，该算法通过排列熵将信号中的伪分量进行剔除，然后通过相关系数对分解得到的 IMF 进行筛选，选取互相关性较大的 IMF 作为主要的 IMF。其中，改进的 MEEMD 算法相关参数设置如下：高斯白噪声的幅值 Nstd=0.2，对数 Ne=100，最大分解层数 maxmode=10，排列熵嵌入维数 m=6，时间延时 τ=1，排列熵阈值 θ=0.6，互相关阈值 σ=0.3。

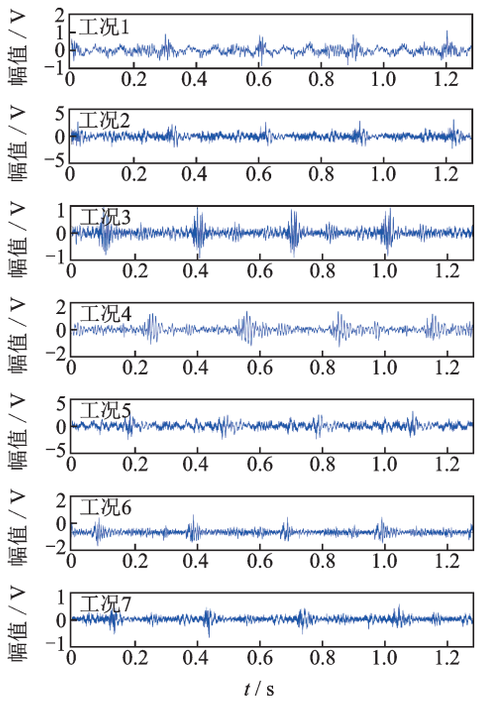


图 3　端盖测点处某组工况数据

Fig.3　A group of measured data for the end cover

某组故障数据的部分分解结果如图 4 所示，各 IMF 相关系数分布如图 5 所示。

由图 4，5 分析可知，改进的 MEEMD 算法将凸轮电机联轴器中心偏移故障的信号从高频到低频依次分解，各个 IMF 包含特定频段的振动信息。其中：IMF_1～IMF_2为振动信号的高频部分，幅值较小，

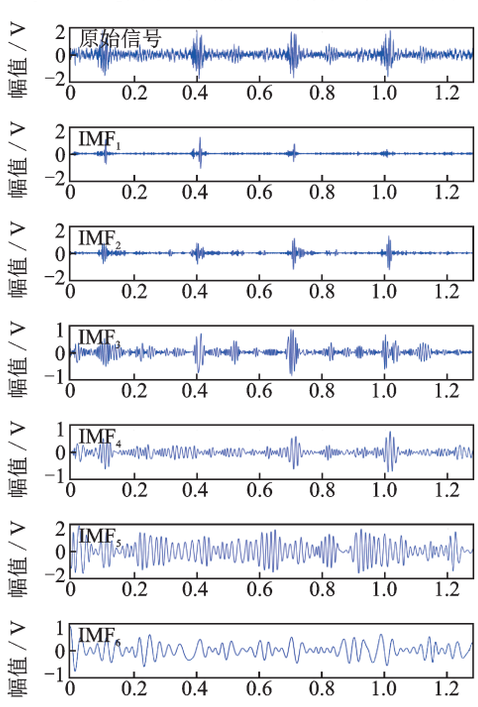


图 4　某组故障数据的部分分解结果

Fig.4　Partial decomposition results for a set of fault data

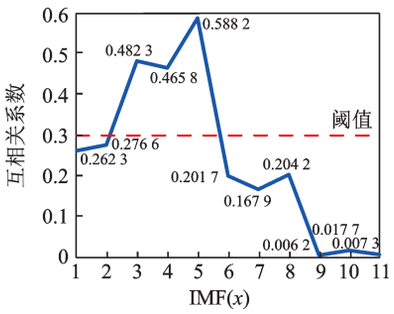


图 5 各 IMF 相关系数分布

Fig.5 Correlation coefficient distribution of each IMF

振动特征不明显，存在高频噪声；IMF_3～IMF_5幅值较大，互相关性强，故障特征明显；IMF_6～IMF_{11}幅值较小，互相关性弱，说明包含的振动信息较少或者混有虚假成分。

通过筛选的主要 IMF 计算各种工况下振动数据的能量熵，得到正常工况和故障工况的能量熵。某组试验数据在 3 个测点处的能量熵分布情况如表 1 所示。

表 1 某组试验数据的能量熵分布

Tab.1 Energy entropy distribution for a set of test data

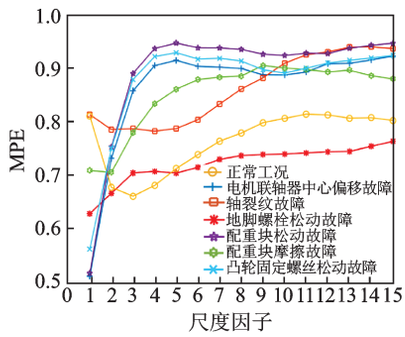
工况类别	底座处	轴承座处	端盖处
正常工况	1.971 5	2.022 8	1.895 1
电机联轴器中心偏移故障	1.706 3	1.675 7	1.427 4
凸轮固定螺丝松动故障	1.830 5	1.910 8	1.775 4
地脚螺栓松动故障	1.414 5	1.217 1	1.303 3
轴裂纹故障	1.765 2	1.753 3	1.607 5
配重块摩擦故障	1.601 8	1.730 2	1.543 9
配重块松动故障	1.885 9	1.877 3	1.736 5

由表 1 可以看出：凸轮式绝对重力仪在不同工况下的能量熵有一定的差异，各个测点位置处的能量熵也有一定的区别；微小故障能量变化较小，部分能量熵特征值区别不大，故仅通过能量熵进行故障区分容易造成较大诊断误差，影响诊断准确率。因此，引入凸轮式绝对重力仪的第 2 个故障特征量，即 MPE。

将筛选得到的主要 IMF 进行重构并计算各类工况的多尺度排列熵，得到正常工况和故障工况的多尺度排列熵。各类工况下排列熵随尺度因子的变化如图 6 所示。

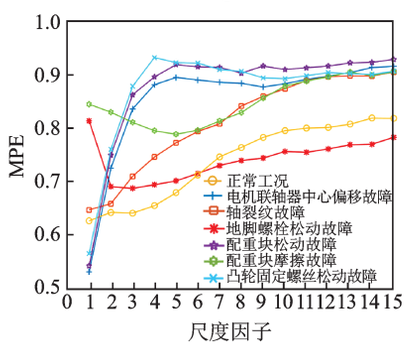
由图 6 对比分析可以看出：当尺度因子为 4 时，底座测点和轴承座测点处不同工况下的熵值差异达到最大；当尺度因子为 5 时，端盖测点不同工况下的熵值差异达到最大。

表 2 为底座、轴承座及端盖 3 个测点处的尺度因子分别取 4，4，5 时，某组试验数据的多尺度排列熵分布。



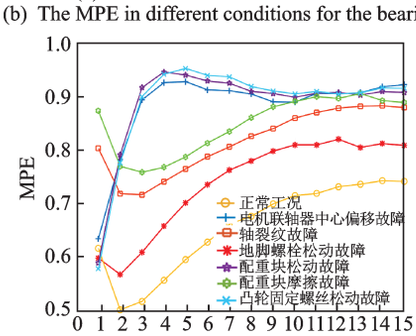
(a) 底座测点处不同工况下的MPE

(a) The MPE in different conditions for the base of cam-driven absolute gravimeter



(b) 轴承座测点处不同工况下的MPE

(b) The MPE in different conditions for the bearing seat



(c) 端盖测点处不同工况下的MPE

(c) The MPE in different conditions for the end cover

图 6 各类工况下排列熵随尺度因子的变化

Fig.6 MPE variation in different conditions with the scale factor

表 2 某组试验数据的多尺度排列熵分布

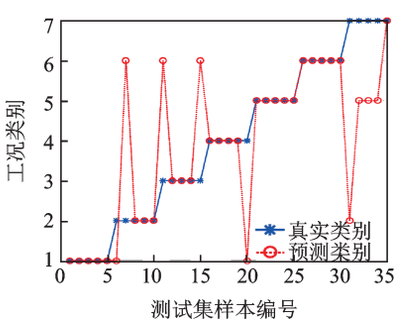
Tab.2 MPE distribution for a set of test data

工况类别	底座处	轴承座处	端盖处
正常工况	0.663 2	0.683 0	0.589 6
电机联轴器中心偏移故障	0.862 1	0.914 4	0.899 1
凸轮固定螺丝松动故障	0.854 3	0.943 0	0.910 5
地脚螺栓松动故障	0.684 2	0.736 6	0.688 4
轴裂纹故障	0.758 2	0.784 1	0.747 3
配重块摩擦故障	0.809 5	0.810 4	0.768 3
配重块松动故障	0.899 2	0.929 4	0.922 1

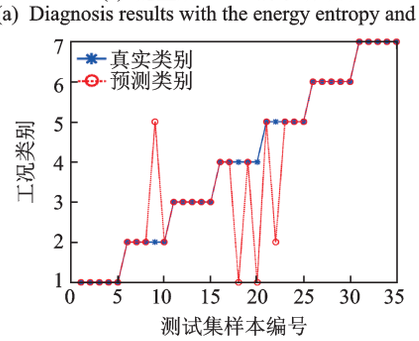
4.3　微小故障诊断的实现

针对凸轮式绝对重力仪微小故障数据样本小的特点，选用SVM进行微小故障诊断。为了实现故障类型的多分类，采用6个二叉树分类器，选用径向基核函数（radial basis function，简称RBF）作为核函数，采用交叉验证法，寻找SVM的最优参数。

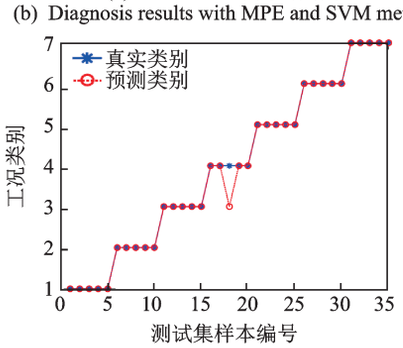
为验证诊断的有效性和准确度，将能量熵与多尺度排列熵单独作为特征量进行故障诊断的结果，与联合这2种熵值的诊断结果进行对比。具体为：用每个测点各工况中的20组数据作为数据集，其中每组数据均包含7种工况的数据，15组数据用于样本训练，剩余5组数据进行验证测试，各方法的诊断结果如图7所示，各方法诊断准确率对比如表3所示。图7中工况类别1～7分别表示正常工况、电机联轴器中心偏移故障、配重块松动故障、地脚螺栓松动故障、轴裂纹故障、配重块摩擦故障和凸轮固定螺丝松动故障。



(a) 能量熵+SVM的诊断结果
(a) Diagnosis results with the energy entropy and SVM



(b) MPE+SVM的诊断结果
(b) Diagnosis results with MPE and SVM method



(c) MPE+能量熵+SVM的诊断结果
(c) Diagnosis results with MPE, energy entropy and SVM method

图7　各方法的诊断结果

Fig.7　Diagnosis results of different methods

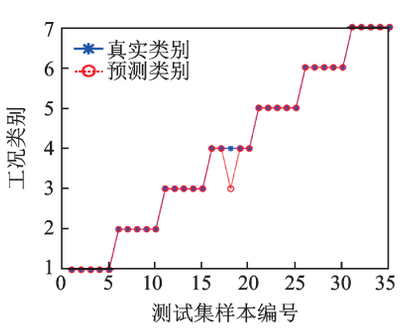
表3　各方法诊断准确率对比

Tab.3　Accuracy comparison of different methods

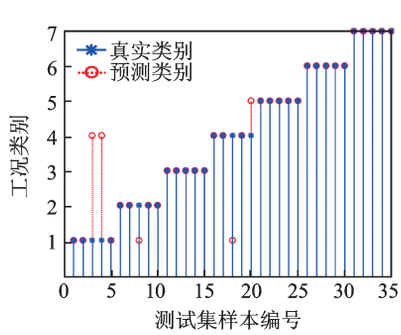
诊断方法	分类正确数/总数	准确率/%
能量熵+SVM	26/35	74.3
MPE+SVM	31/35	88.6
MPE+能量熵+SVM	34/35	97.1

由图7和表3可以看出：仅根据能量熵或多尺度排列熵虽然能够诊断出凸轮式绝对重力仪的大多数工况下的微小故障，诊断准确率分别为74.3%和88.6%，但由于部分微小故障的特征信息较为相似，易造成误诊断；将多尺度排列熵和能量熵相结合，丰富了故障特征信息，提升了诊断的可靠性，诊断准确率为97.1%，更好地实现了凸轮式绝对重力仪的微小故障诊断。

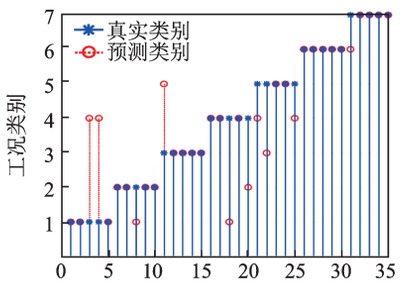
为了进一步验证所提方法的有益性，同时选取概率神经网络[20]（probabilistic neural network，简称PNN）和模糊神经网络[21]（fuzzy neural network，简称FNN）2种故障诊断方法与本研究方法进行对比分析，3种方法得到的诊断结果如图8所示，其准确率比较如表4所示。



(a) SVM诊断结果
(a) Diagnosis results with SVM method



(b) PNN诊断结果
(b) Diagnosis results with PNN method



(c) FNN诊断结果

(c) Diagnosis results with FNN method

图8 3种方法的诊断结果

Fig.8 Diagnosis results of three methods

表4 3种方法的准确率比较

Tab.4 Accuracy comparison of three methods

诊断方法	分类正确数/总数	准确率/%
MPE+能量熵+SVM	34/35	97.1
MPE+能量熵+PNN	30/35	85.7
MPE+能量熵+FNN	25/35	71.4

由图8和表4可以看出:对于相同的故障特征,3种方法均可以实现凸轮式绝对重力仪部分微小故障的诊断,但存在某种故障被误诊的现象;SVM相较于PNN和FNN有着更高的诊断准确率,在小样本微小故障诊断方面具有一定的技术优势,很好地实现了凸轮式绝对重力仪微小故障的分类与识别。

5 结束语

微小故障产生的振动会严重影响凸轮式绝对重力仪的测量精度,针对凸轮式绝对重力仪微小故障振动幅值较小、易被噪声掩盖而难于发现等特点,基于多测点的工况数据,提出了一种数据驱动的基于改进MEEMD算法、能量熵以及多尺度排列熵的凸轮式绝对重力仪微小故障诊断方法。试验结果表明,该方法在有效剔除信号中虚假分量的同时,精细化提取出了基于熵值的故障特征向量,基于数据实现了凸轮式绝对重力仪微小故障的精确可靠诊断,具有良好的工程应用前景。

参 考 文 献

[1] 滕云田,吴琼,郭有光,等.基于激光干涉的新型高精度绝对重力仪[J].地球物理学进展,2013,28(4):2141-2147.
TENG Yuntian, WU Qiong, GUO Youguang, et al. New type of high-precision absolute gravimeter base on laser interference[J]. Progress in Geophysics, 2013, 28(4):2141-2147. (in Chinese)

[2] 张黎,邹彤,蒋冰莉.绝对重力仪的自由落体凸轮驱动器设计与仿真[J].大地测量与地球动力学,2018,38(1):102-105.
ZHANG Li, ZOU Tong, JIANG Bingli. Design and simulation for cam driver based on absolute gravimeter[J]. Journal of Geodesy and Geodynamics, 2018, 38(1):102-105. (in Chinese)

[3] HU R, MOU Z, WANG C, et al. Analysis of vibration characteristics for cam absolute gravimeter via improved MEEMD-HHT method[C]//Proceedings of 2019 IEEE 4th Advanced Information Technology, Electronic and Automation Control Conference. Chengdu:IAEAC, 2019:1387-1391.

[4] 李晗,萧德云.基于数据驱动的故障诊断方法综述[J].控制与决策,2011,26(1):1-9.
LI Han, XIAO Deyun. Survey on data driven fault diagnosis methods[J]. Control and Decision, 2011, 26(1):1-9. (in Chinese)

[5] 文成林,吕菲亚,包哲静,等.基于数据驱动的微小故障诊断方法综述[J].自动化学报,2016,42(9):1285-1299.
WEN Chenglin, LÜ Feiya, BAO Zhejing, et al. A review of data driven-based incipient fault diagnosis[J]. Acta Automatic Sinica, 2016, 42(9):1285-1299. (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 of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1998, 454(1971):903-995.

[7] MAURYA S, SINGH V, VERMA N K, et al. Condition monitoring of machines using fused features from EMD based local energy with DNN[J]. IEEE Sensors Journal, 2019, 20: 8316-8327.

[8] MANDIC D P, REHMAN N U, WU Z, et al. Empirical mode decomposition-based time-frequency analysis of multivariate signals: the power of adaptive data analysis[J]. IEEE Signal Processing Magazine, 2013, 30(6): 74-86.

[9] COLOMINAS M A, SCHLOTTHAUER G, TORRES M E, et al. Improved complete ensemble EMD: a suitable tool for biomedical signal processing[J]. Biomedical Signal Processing and Control, 2014, 14(14):19-29.

[10] 郑近德,程军圣,杨宇.改进的EEMD算法及其应用研究[J].振动与冲击,2013(21):21-26.
ZHENG Jinde, CHENG Junsheng, YANG Yu. Modi-

fied EEMD algorithm and its applications[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013(21):21-26. (in Chinese)

[11] 王凤利，邢辉，段树林，等. OEEMD 与 Teager 能量算子结合的轴承故障诊断[J]. 振动、测试与诊断，2018 (1): 87-91.
WANG Fengli, XING Hui, DUAN Shulin, et al. Fault diagnosis of bearing combining OEEMD with teager energy operator demodulation[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018 (1):87-91. (in Chinese)

[12] 陈鹏，赵小强，朱奇先. 基于多尺度排列熵和改进多分类相关向量机的滚动轴承故障诊断方法[J]. 电子测量与仪器学报，2020(2):20-28.
CHEN Peng, ZHAO Xiaoqiang, ZHU Qixian. Rolling bearing fault diagnosis method based on multi-scale permutation entropy and improved multi-class relevance vector machine[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2020(2):20-28. (in Chinese)

[13] HUANG N E. Review of empirical mode decomposition [J]. Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering, 2001, 4391:71-80.

[14] 郑旭，郝志勇，卢兆刚，等. 基于MEEMD的内燃机机体活塞敲击激励与燃烧爆发激励分离研究[J].振动与冲击,2012,31(6):109-113.
ZHENG Xu, HAO Zhiyong, LU Zhaogang, et al. Separation of piston-slap and combustion shock excitations via MEEMD method[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(6):109-113. (in Chinese)

[15] BANDT C, POMPE B. Permutation entropy: a natural complexity measure for time series[J]. Physical Review Letters, 2002, 88(17):1741021-1741024.

[16] LI Y, XU M, WANG R, et al. A fault diagnosis scheme for rolling bearing based on local mean decomposition and improved multiscale fuzzy entropy [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 360: 277-299.

[17] 张超，陈建军，郭迅. 基于EEMD能量熵和支持向量机的齿轮故障诊断方法[J]. 中南大学学报(自然科学版)，2010(3):216-220.
ZHANG Chao, CHEN Jianjun, GUO Xun. Gear fault diagnosis method based on ensemble empirical mode decomposition energy entropy and support vector machine [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2010(3):216-220. (in Chinese)

[18] BANDT C. A new kind of permutation entropy used to classify sleep stages from invisible EEG microstructure [J]. Entropy, 2017, 19(5):197-209.

[19] 赵荣珍，李霁蒲，邓林峰. EWT多尺度排列熵与GG聚类的轴承故障辨识方法[J]. 振动、测试与诊断，2019, 39(2):188-195.
ZHAO Rongzhen, LI Jipu, DENG Linfeng. Method integrate EWT multi-scale permutation entropy with GG clustering for bearing fault diagnosis[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(2):188-195. (in Chinese)

[20] XIE Z, YANG X, LI A, et al. Fault diagnosis in industrial chemical processes using optimal probabilistic neural network[J]. Canadian Journal of Chemical Engineering, 2019, 97(9):2453-2464.

[21] SONG L, WANG H, CHEN P, et al. Automatic patrol and inspection method for machinery diagnosis robot - sound signal based fuzzy search approach[J]. IEEE Sensors Journal, 2020, 20(15):8276-8286.



第一者简介：牟宗磊，男，1985年1月生，博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为重力精密测量技术、信号采集及信号处理技术、状态监测与故障诊断技术等。曾发表《分布式测试系统同步触发脉冲传输时延的高精度测量方法》(《吉林大学学报(工学版)》2018年第48卷第4期)等论文。
E-mail:mzl@sdust.edu.cn

通信作者简介：张媛，女，1973年8月生，博士、教授、博士生导师。主要研究方向为智能感知与测试、绿色矿山智能输送装备的机电液一体化技术等。
E-mail:zhangyuanzms@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.004

快速Hoyer谱图及VNCMD的变转频滚动轴承故障诊断*

石文杰， 温广瑞， 黄 鑫， 周 桥， 包渝锋
（西安交通大学机械工程学院 西安，710049）

摘要 针对变转频情况下滚动轴承振动信号出现频谱混叠现象而无法直接提取故障特征频率的问题，提出一种基于快速Hoyer谱图及改进变分非线性调频模态分解（variational nonlinear chirp mode decomposition，简称VNCMD）的变转频轴承故障诊断方法。首先，采用快速Hoyer谱图确定轴承故障冲击所处的共振频带，对信号进行带通滤波提取轴承故障冲击成分并与低通滤波后的信号进行融合；其次，通过多分量协同转频估计方法对转频及轴承故障特征频率脊线进行估计；最后，将估计的脊线作为VNCMD的输入参数，提取转频及轴承故障冲击成分，并通过阶次分析确定轴承的故障类型。相较于集合经验模态分解（ensemble empirical mode decomposition，简称EEMD），所提方法可以获得更加精确的时频脊线，并通过信号分解得到正确的分量。仿真信号和实验信号均表明所提方法的有效性。

关键词 变分非线性调频模态分解；变转频；脊线提取；滚动轴承；故障诊断
中图分类号 TH17；TH133.3

引 言

滚动轴承是旋转机械中应用最为广泛的零部件之一，实际工业应用中变转频工况不可避免，即使在恒定转频下运行的滚动轴承也会由于载荷变化等原因产生转频波动。和平稳工况相比，变转频工况使原本的平稳周期振动信号变为调频、调幅的非平稳信号，增加了滚动轴承故障特征提取的难度[1]。

近年来，阶次分析在变转频工况下滚动轴承故障诊断领域发挥了重要的作用[2]，然而转频计并非总可以在待分析的设备上，且角域阶次分析的精度受到插值计算的限制，因此开发无转频计的变转频滚动轴承故障诊断方法尤为重要[3]。基于振动信号的时频表示提取转频及轴承故障频率的方法也在近几年得到了发展[4-6]。

VNCMD可通过变分模型将信号分解为多个非线性调频模态[7]，并从多分量信号中提取出大带宽的调幅-调频信号，更适合于变转频轴承的振动信号分析[8]。Jiang等[7]结合VNCMD的特性，提出优化趋势指导模式分解的方法确定故障相关模态，有效应用于变转频轴承故障诊断。Guo等[9]基于VNCMD提出了优化趋势项引导的VNCMD方法，精确提取有意义的模态，并通过轴承故障诊断的实验实例验证了方法的有效性。若将初始频率设为一个常数，在整个时间域内提取目标分量的时变信号将产生较大的误差[10]。当时频分布中存在多条脊线时易相互干扰，He等[11]提出的基于局部代价函数的脊线提取方法综合考虑了脊线的幅值及连续性，可以提取到更为准确的时频脊线。

针对上述问题，笔者提出一种基于快速Hoyer谱图及VNCMD的变转频轴承故障诊断方法。快速Hoyer谱图相比于传统快速峭度图可以更稳定地确定轴承故障冲击所处的共振频带，结合多分量协同转频估计方法对转频脊线进行提取，并在此基础上利用VNCMD方法提取转频和轴承振动信号，计算故障阶次。仿真信号和实验信号均表明，该方法可以有效地提取出变转频工况下滚动轴承的故障特征。

1 基本原理

1.1 变分非线性调频模态分解

与变分模态分解（variational mode decomposition，简称VMD）相比，VNCMD的目的是将多分量

* 国家自然科学基金资助项目（51775409）
收稿日期：2020-12-15；修回日期：2021-03-02

信号分解为非线性调频模态和的形式，非线性调频模态为调幅调频信号，其表达式为

$$c(t)=a(t)\cos\left(2\pi\int_0^t f(s)\,\mathrm{d}s+\phi\right) \tag{1}$$

其中：$a(t)$为$c(t)$的瞬时幅度，$a(t)>0$；$f(t)$为$c(t)$的瞬时频率，$f(t)>0$；ϕ为$c(t)$的初始相位。

在实际场景中，信号往往包含多个非线性调频模态，并伴随着高斯白噪声，数学模型可表示为

$$x(t)=\sum_{i=1}^{K}a_i(t)\cos\left(2\pi\int_0^t f_i(s)\,\mathrm{d}s+\phi_i\right)+n(t) \tag{2}$$

其中：K为信号中所包含的非线性调频模态的个数；$n(t)$表示均值为0、标准差为σ的高斯白噪声，即$n\sim N(0,\sigma^2)$。

对于式(1)所示的非线性调频模态，其解析形式可表示为

$$c_A(t)=a(t)\exp\left[\mathrm{j}\left(2\pi\int_0^t f(s)\,\mathrm{d}s+\phi_0\right)\right] \tag{3}$$

定义解调算子为

$$D(t)=\exp\left[-\mathrm{j}2\pi\left(\int_0^t f_d(s)\,\mathrm{d}s-f_c t\right)\right] \tag{4}$$

调制算子为

$$M(t)=\exp\left[\mathrm{j}2\pi\left(\int_0^t f_d(s)\,\mathrm{d}s-f_c t\right)\right] \tag{5}$$

当调制算子的瞬时频率$f_d(t)=f(t)$时，根据调制和解调的过程可知，式(2)可以表示为

$$x(t)=\sum_{i=1}^{K}\left[u_i(t)\cos\left(2\pi\int_0^t f_{di}(s)\,\mathrm{d}s\right)+v_i(t)\sin\left(2\pi\int_0^t f_{di}(s)\,\mathrm{d}s\right)\right]+n(t) \tag{6}$$

其中：u_i，v_i为解调信号；$\{f_{di}(t):i=1,2,\cdots,K\}$为各个解调算子的瞬时频率。

根据$u_i(t)$和$v_i(t)$二阶导数L_2范数的平方估计原始信号的带宽，VNCMD算法中的变分问题可以表述为

$$\begin{aligned}&\min_{\{u_i(t)\},\{v_i(t)\},\{f_{di}(t)\}}\left\{\sum_{i=1}^{K}\left(\left\|u_i''\right\|_2^2+\left\|v_i''\right\|_2^2\right)\right\}\\&\text{s.t.}\left\|c(t)-\sum_{i=1}^{K}\left[u_i(t)\cos\left(2\pi\int_0^t f_{di}(s)\,\mathrm{d}s\right)+v_i(t)\sin\left(2\pi\int_0^t f_{di}(s)\,\mathrm{d}s\right)\right]\right\|_2\leqslant\varepsilon\end{aligned} \tag{7}$$

其中：上界ε由噪声的强度决定，$\varepsilon=\sqrt{N\sigma^2}$。

引入修正二阶差分算子$\boldsymbol{\Omega}$，式(7)中约束性变分问题的离散形式可以等价于

$$\begin{aligned}&\min_{u_i,v_i,f_{di},m}\left\{\boldsymbol{I}_{Q_\varepsilon}(m)+\sum_i\left(\|\boldsymbol{\Omega}u_i\|_2^2+\|\boldsymbol{\Omega}v_i\|_2^2\right)\right\}\\&\text{s.t.}\,m=c-\sum_i(\boldsymbol{P}_i u_i+\boldsymbol{Q}_i v_i)\end{aligned} \tag{8}$$

式(8)中的$\boldsymbol{P}_i,\boldsymbol{Q}_i,\boldsymbol{\Omega},\boldsymbol{I}_{Q_\varepsilon}(\boldsymbol{y})$分别为

$$\begin{cases}\boldsymbol{P}_i=\mathrm{diag}\left[\cos\left(\varphi_i(t_0)\right),\cdots,\cos\left(\varphi_i(t_{N-1})\right)\right]\\\boldsymbol{Q}_i=\mathrm{diag}\left[\sin\left(\varphi_i(t_0)\right),\cdots,\sin\left(\varphi_i(t_{N-1})\right)\right]\end{cases} \tag{9}$$

$$\begin{cases}\boldsymbol{\Omega}=\begin{bmatrix}-1&1&0&\cdots&0\\1&-2&1&\cdots&0\\\vdots&\vdots&\vdots&\vdots&\vdots\\0&\cdots&1&-2&1\\0&\cdots&0&1&-1\end{bmatrix}\\\boldsymbol{I}_{Q_\varepsilon}(\boldsymbol{y})\triangleq\begin{cases}0\ (\boldsymbol{y}\in\boldsymbol{Q}_\varepsilon)\\+\infty\ (\boldsymbol{y}\notin\boldsymbol{Q}_\varepsilon)\end{cases}\end{cases} \tag{10}$$

其中：$\boldsymbol{Q}_\varepsilon$为以原点为中心、半径为$\varepsilon$的球体，$\boldsymbol{Q}_\varepsilon\triangleq\left\{\boldsymbol{q}\in\boldsymbol{R}^{N\times 1},\|\boldsymbol{q}\|_2\leqslant\varepsilon\right\}$；$m$为辅助变量，表示噪声对分解结果的影响。

根据VMD算法求解约束性变分问题的原理，将上述约束性变分问题转化为非约束性变分问题，式(8)的增广Lagrange表达式为

$$\begin{aligned}&L_\alpha(u_i,v_i,f_{di},m,\lambda)=\\&\quad\boldsymbol{I}_{Q_\varepsilon}(m)+\sum_i\left(\|\boldsymbol{\Omega}u_i\|_2^2+\|\boldsymbol{\Omega}v_i\|_2^2\right)+\\&\quad\frac{\alpha}{2}\left\|m+\sum_i(\boldsymbol{P}_i u_i+\boldsymbol{Q}_i v_i)-c^i+\frac{\lambda}{\alpha}\right\|_2^2-\frac{\|\lambda\|_2^2}{2\alpha}\end{aligned} \tag{11}$$

其中：α为惩罚因子；λ为Lagrange乘子；c^i为信号分量。

VNCMD算法的具体实施过程可参考文献[12]。

1.2　快速Hoyer谱图

快速峭度图是轴承诊断中常用的方法，其中峭度是信号尖峰的量度，是检测旋转部件故障冲击性的重要指标[13]。基于峭度对轴承运行状态进行判断的方法易受到异常值的影响，鲁棒性较差。Hoyer指数是L_2范数与L_1范数之比的归一化形式，文献[14-15]将该指标用于测试齿轮故障的相位调制信号的稀疏性。笔者利用Hoyer指数替换快速峭度图中峭度指标，证明了Hoyer指标在应对异常值干扰时比峭度指标具有更好的鲁棒性，并应用于滚动轴承故障诊断[16]。因此，可以将快速峭度图中的峭度指标替换为Hoyer指数，对故障轴承振动信号所处的共振频带进行定位，其计算公式为

$$\begin{cases} a=\sqrt{\sum_{n=1}^{N}x_n^2}\Big/\sum_{n=1}^{N}|x_n| \\ b=\left(\sqrt{N}-\sum_{n=1}^{N}|x_n|\Big/\sqrt{\sum_{n=1}^{N}x_n^2}\right)\Big/\left(\sqrt{N}-1\right) \end{cases} \tag{12}$$

其中：a为L_2范数与L_1范数之比；b为Hoyer指数；x为采集到的振动信号；N为信号长度。

1.3 多分量协同转频估计方法

笔者提出多分量协同转频估计方法，综合考虑转频及故障特征频率的脊线对转频进行估计。基于局部代价函数的脊线提取方法可以综合考虑脊线的连续性和瞬时频率对应的幅值大小，保证了在提取目标脊线时不会被信号中其他成分干扰。定义代价函数为

$$\mathrm{CF}_k=\left|f_k(i)-f_{k-1}(c)\right|^2-e_k\left|\mathrm{TF}\left(t_k,f_k(i)\right)\right|^2 \quad (k=2,3,\cdots,m) \tag{13}$$

其中：m为矩阵$\mathrm{TF}(t,f)$的列数；e_k为对应于脊线的矩阵元振幅的权重；$f_k(i)$为搜寻$f_k(c)$时的所有候选频率；$f_k(c)$为使得代价函数CF_k达到最小值对应的频率，是所分析脊线在t_k时刻对应的频率值。

多分量协同转频估计方法综合考虑了转频及各故障特征频率的比例关系，重点考虑转频的连续性和幅值，并结合各故障特征阶次的影响，构造新的代价函数为

$$\mathrm{CF}_k=\alpha\left(\left|f_r(i)-f_r(c)\right|^2-e_k\left|\mathrm{TF}\left(t_k,f_k(i)\right)\right|^2\right)-\sum_{q=1}^{4}e_q\left|\mathrm{TF}\left(t_q,f_q(i)\right)\right|^2 \tag{14}$$

其中：α为比例系数；f_r为脊线；$f_r(i)$为搜寻$f_r(c)$时的所有候选频率；e_q为对应于不同故障类型的矩阵元振幅的权重；f_q为不同故障类型对应的特征频率。

α用来保证转频的连续性和幅值大小在式(12)中占据主导地位，可采用带通滤波后信号和低通滤波后信号的能量比确定α的值，即

$$\alpha=\sqrt{E_{\mathrm{env}}/E_{\mathrm{lowpass}}} \tag{15}$$

通过动态最小化式(12)中的局部代价函数，逐步提取期望脊线上的其他数据点，连接这些点的线就是转频的变化曲线。

2 变转频轴承故障诊断

针对滚动轴承各类故障阶次固定且不随转频变化的特点，笔者提出一种基于快速Hoyer谱图及改进VNCMD的变转频轴承故障诊断方法，其流程如图1所示。

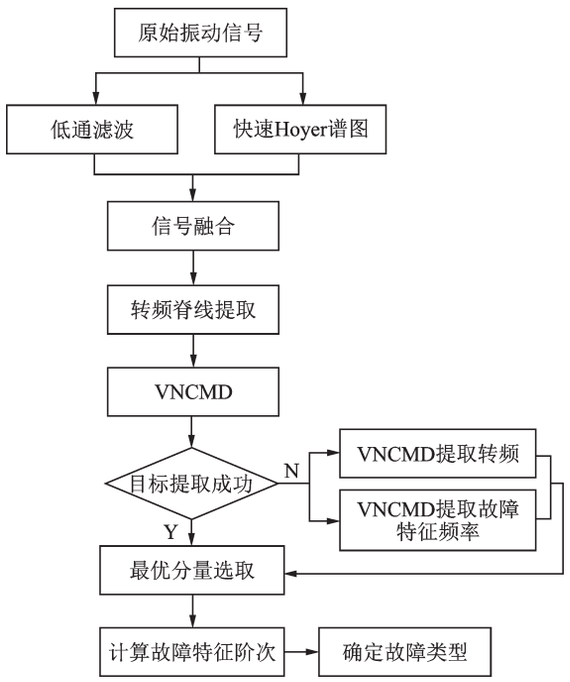


图1 所提方法流程图

Fig.1 Flowchart for the proposed method

具体处理步骤为：

1) 分别对信号进行低通滤波和带通滤波，其中带通滤波的滤波中心频率和滤波带宽由快速Hoyer谱图确定；

2) 对低通滤波后的信号及带通滤波后的包络信号进行融合，使得融合信号中同时包含转频及故障特征频率成分；

3) 采用多分量协同转频估计方法对融合信号的时频分布进行转频脊线提取；

4) 将步骤3中脊线提取的结果及相应阶次的倍频作为VNCMD的输入参数，以提取转频信号及轴承故障冲击信号；

5) 若提取的结果无法满足故障诊断的需求，则可以考虑在步骤4中采用不同的参数分别提取转频和故障特征频率，以提高信号分解精度；

6) 将分解得到的各故障特征频率脊线与转频脊线做比，选取比值方差最小的分量进行分析，并通过阶次判断轴承故障类型。

3 数据验证分析

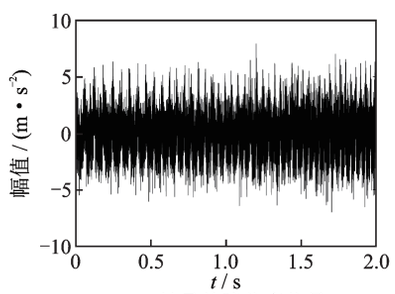
3.1 仿真信号分析

为了验证所提方法的有效性，采用1组仿真振

动信号对其进行验证，仿真信号 $x(t)$ 由齿轮啮合分量 $x_g(t)$、轴承故障分量 $x_b(t)$ 和噪声分量 η 组成

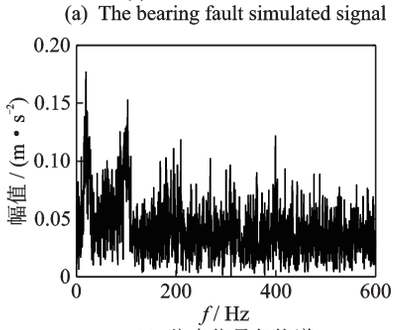
$$x(t)=x_g(t)+x_b(t)+\eta \tag{16}$$

添加高斯白噪声使得仿真信号的信噪比为 −3 db，信号的采样频率为 10 240 Hz，所分析的数据长度为 20 480 个点，仿真信号的时域波形及包络谱如图 2 所示。由图可见，由于转频的变化，包络谱中出现了明显的频谱模糊现象，无法直接提取故障特征频率，因此要采用时频分析的方法对变转频轴承振动信号进行处理。



(a) 轴承故障仿真信号

(a) The bearing fault simulated signal



(b) 仿真信号包络谱

(b) Envelope spectrum of simulated signal

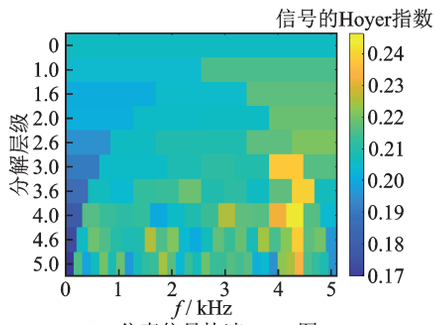
图 2　仿真信号的时域波形及包络谱

Fig.2　Time domain wave and envelope spectrum of simulated signal

仿真信号快速 Hoyer 图及融合时频谱如图 3 所示。对仿真信号进行低通滤波处理，其截止频率设为 100 Hz，对滤波后的信号进行短时傅里叶变换，采用快速 Hoyer 谱图对信号的最优滤波频带进行选取，以提取轴承故障冲击成分，其结果见图 3(a)。最优滤波中心频率为 4 320 Hz，滤波带宽为 320 Hz，对低通滤波后的信号和带通滤波后的包络信号进行融合，融合后信号的时频图见图 3(b)。

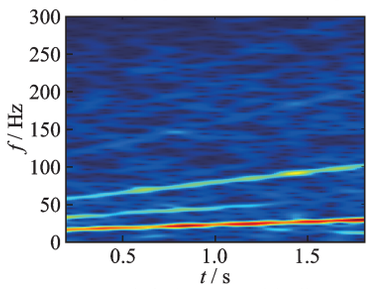
采用多分量协同转频估计方法分别提取转频和故障特征频率脊线，其结果如图 4 所示，并将提取结果作为 VNCMD 输入参数中的初始频率，对转频分量和轴承振动信号进行提取。

将上述得到的脊线提取结果作为 VNCMD 的输入参数，分别对低通滤波后的信号及带通滤波后



(a) 仿真信号快速Hoyer图

(a) Fast Hoyergram of simulated signal



(b) 仿真信号融合时频谱

(b) STFT of mixed simulated signal

图 3　仿真信号快速 Hoyer 图及融合时频谱

Fig.3　Fast Hoyergram and envelope spectrum of simulated signal

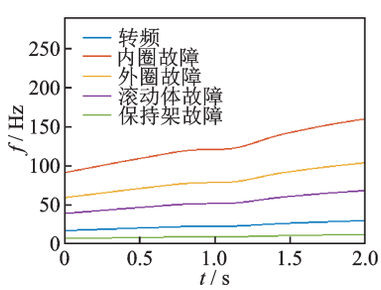


图 4　多分量协同脊线提取结果

Fig.4　Result of multi-mode surveillance ridge detection

的包络信号进行 VNCMD 分解。除初始频率外，VNCMD 算法中还有 4 个参数需要人为确定，即控制 VNCMD 滤波频带的参数 alpha、控制 VNCMD 迭代过程中瞬时频率增量平滑度的 beta、高斯白噪声的方差 var 及收敛准则 tol。其中：alpha 为 10^{-10}；beta 为 10^{-12}；var 为 0；tol 为 10^{-8}。振动信号 VNCMD 分解结果如图 5 所示。

设各故障脊线及转频脊线的长度均为 N，则各故障类型脊线与转频之比的方差见表 1。由表可见，外圈故障对应的脊线与转频做比后阶次值最平稳，其平均值为 3.45，可认为与仿真信号设定的故障阶次相匹配，因此可以判定轴承故障类型为外圈故障。

$$\sigma^2=\mathrm{var}\left(\frac{\boldsymbol{R}_f}{\boldsymbol{R}_r}\right) \tag{17}$$

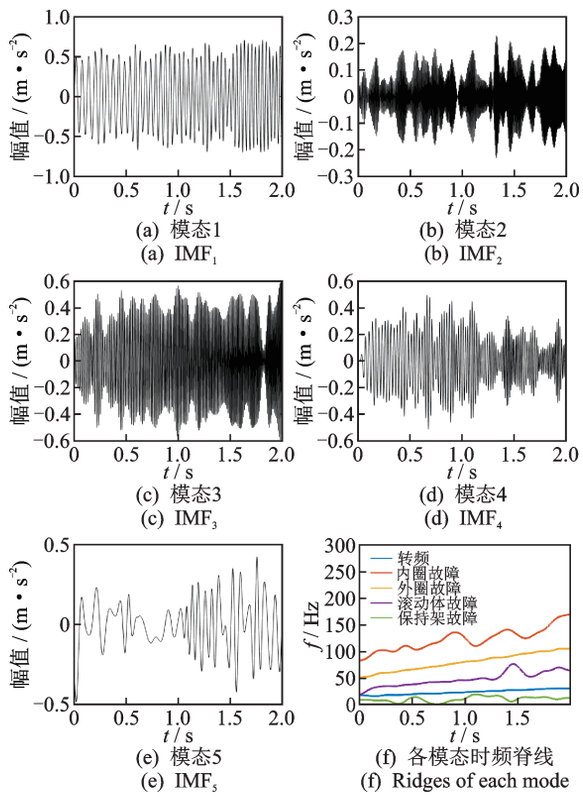


图 5 振动信号 VNCMD 分解结果

Fig.5 VNCMD result of vibration simulated signal

其中：σ^2 为方差计算结果；var(*)为方差计算公式；R_i 和 R_r 分别为故障特征频率脊线和转频脊线。

表 1 仿真信号各故障类型脊线与转频之比的方差

Tab.1 Variance of the ratio of ridge to rolling frequency of each fault type of simulation signal

故障类型	内圈	外圈	保持架	滚动体
方差	0.249 4	0.013 0	0.070 0	0.035 6

3.2 实验信号分析

为了进一步验证所提方法的有效性，在 SpectraQuest 公司设计的风力发电机传动系统故障模拟平台上进行了实验测试，如图 6 所示。该平台由 2.24 kW 驱动电机、两级变速箱、行星齿轮箱和磁粉制动器组成。将有内圈缺陷的滚动轴承安装在齿轮箱的输入轴上，轴承的内圈滚珠通过频率是输入轴转动频率的 5.428 倍。

齿轮箱的振动信号由 BK 加速度计收集，灵敏度为 10.23 mV/g。信号采集卡 DT9837 用于采集振动信号，采样频率为 20 480 Hz，采样时长为 6 s。轴承振动信号的时域波形及包络谱见图 7，从包络谱中无法直接得到轴承的故障特征频率及特征阶次。

实验信号快速 Hoyer 图及融合时频谱如图 8 所示。快速 Hoyer 谱图确定的最优滤波中心频率为 8 320 Hz，滤波带宽为 1 280 Hz，如图 8(a)所示。融合后信号的时频分布如图 8(b)所示，可见实际信号的时频分布相对于仿真信号时频分布更加复杂。

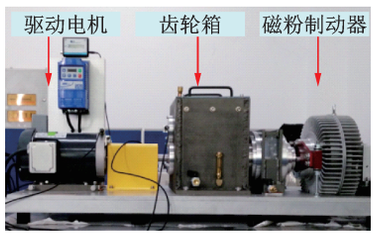


图 6 风力涡轮机传动系诊断模拟器

Fig.6 Wind turbine drive train diagnostic simulator

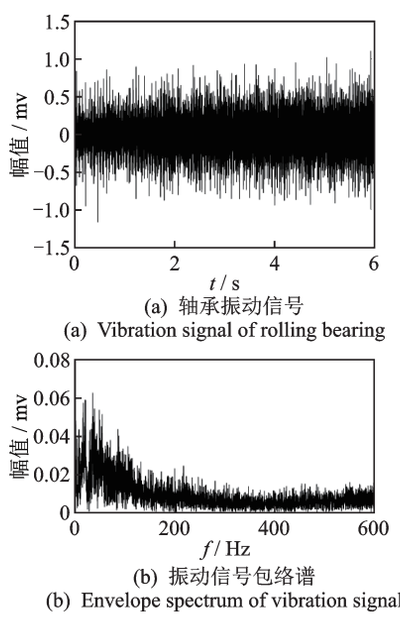


图 7 轴承振动信号及包络谱

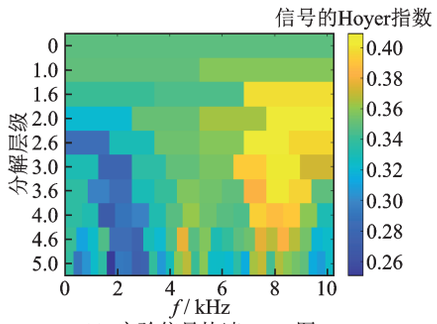
Fig.7 Vibration signal and envelope spectrum of rolling bearing

采用多分量协同转频估计方法对转频脊线和轴承故障特征频率曲线进行确定，结果如图 9 所示。将提取结果作为 VNCMD 输入参数中的初始频率，对转频分量和轴承振动信号进行分解。

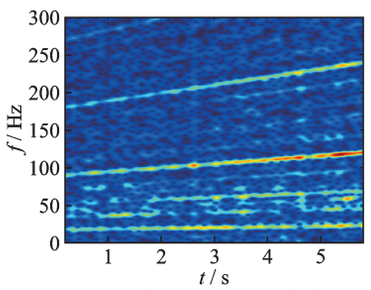
将上述得到的脊线提取结果作为 VNCMD 的输入参数，并取 alpha 为 10^{-13}，beta 为 10^{-14}，var 为 0，tol 为 10^{-8}，分别从融合信号中提取转频及故障特征频率，实验信号 VNCMD 分解结果如图 10 所示。

为了证明所提转频估计方法的准确性，采用键相信号对转频进行计算，两种方法的转频计算结果对比如图 11 所示。由图可见，所提方法提取到的转频脊线与键相信号计算的转频曲线相吻合，说明所提方法对于转频估计的准确性。

将提取到的轴承振动脊线与转频脊线做比并求



(a) 实验信号快速Hoyer图
(a) Fast Hoyergram of experimental signal



(b) 实验信号融合时频谱
(b) STFT of mixed experimental signal

图 8　实验信号快速 Hoyer 图及融合时频谱

Fig.8　Fast Hoyergram and envelope spectrum of experimental signal

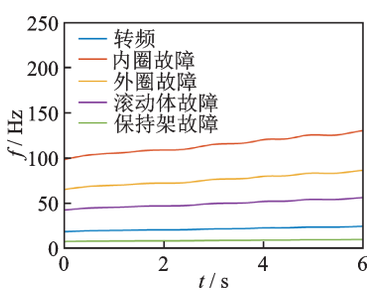


图 9　实验信号多分量协同脊线提取结果

Fig.9　Result of multi-mode surveillance ridge detection of experimental signal

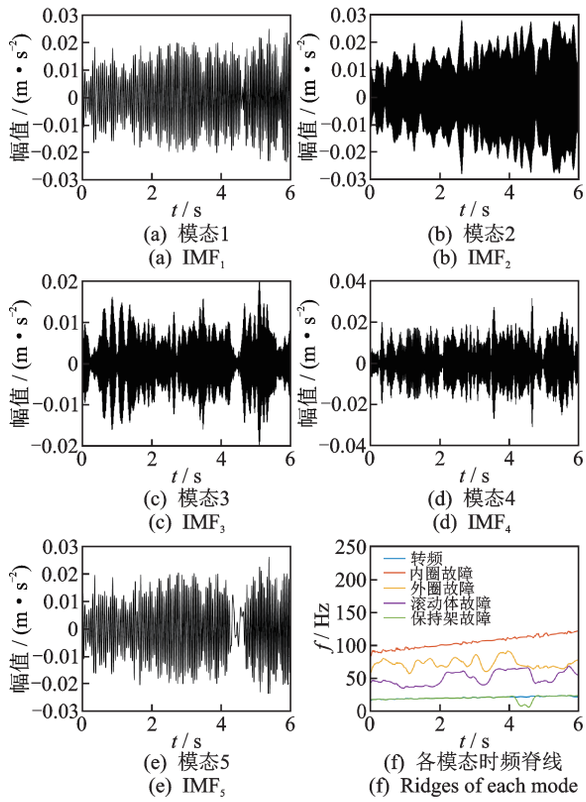
方差，结果如表 2 所示，得到故障特征阶次的平均值为 5.203 9，可认为与轴承内圈故障阶次 5.428 相匹配，可判断轴承故障为内圈故障。

3.3　对比分析

为了进一步与原始 VNCMD 进行对比，采用 EEMD 对实验信号进行分解，信号被分解为 16 个分量，取前 9 个分量进行分析，其结果如图 12 所示。

图 12 中，IMF_6 包含轴承故障特征信息，IMF_8 和 IMF_9 均包含转频信息，其短时傅里叶变换（short time Fourier transform，简称 STFT）分布如图 13 所示。由图可见，转频成分被拆分到 2 个不同的模态中，且脊线周围存在较多的噪声干扰，以此为基础提取的脊线势必会产生较大的误差。

将所提取脊线作为 VNCMD 的输入参数进行信号模态分解，由于对轴承信号转频脊线提取的误差，导致最终 VNCMD 对于转频的提取结果的不准确。转频及轴承故障脊线提取结果如图 14 所示。与所提方法相比，轴承故障特征脊线提取相对准确，但从 IMF_8 和 IMF_9 中提取的转频脊线均与真实转频相比波动较大，其效果与图 11 中采用多分量协同转频估计法得到的转频脊线相比有明显差距。



(a) 模态1　(a) IMF_1
(b) 模态2　(b) IMF_2
(c) 模态3　(c) IMF_3
(d) 模态4　(d) IMF_4
(e) 模态5　(e) IMF_5
(f) 各模态时频脊线　(f) Ridges of each mode

图 10　实验信号 VNCMD 分解结果

Fig.10　VNCMD result of experimental signal

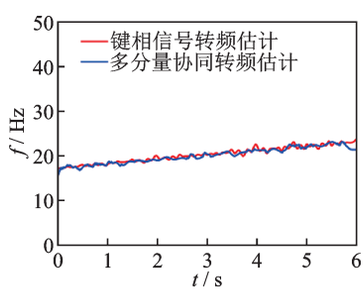


图 11　两种方法的转频计算结果对比

Fig.11　Comparison between the proposed method and frequency conversion results based on Keyphasor signal

表 2　各故障类型脊线与转频之比的方差

Tab.2　Variance of the ratio of ridge to rolling frequency of each fault type of experimental signal

故障类型	内圈	外圈	保持架	滚动体
方差	0.011 0	0.326 2	0.270 6	0.025 9

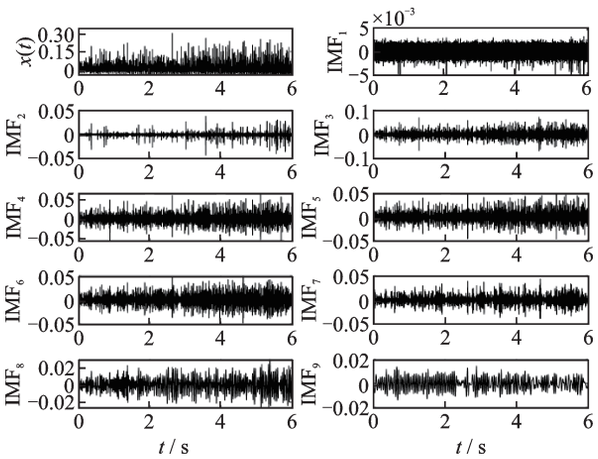


图 12 实验信号 EEMD 分解结果

Fig.12 EEMD result of experimental signal

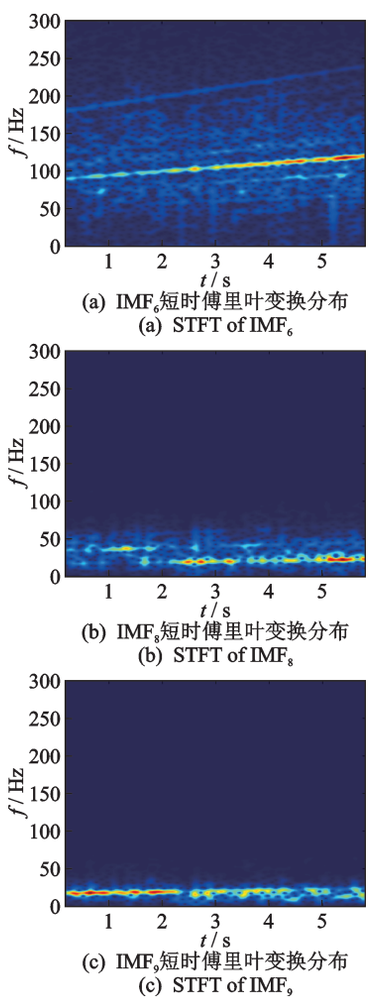
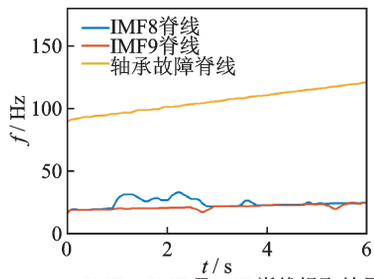


图 13 IMF_6,IMF_8和IMF_9的短时傅里叶变换分布

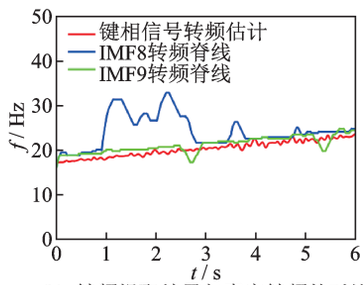
Fig.13 STFT of IMF_6, IMF_8 and IMF_9

将提取到的轴承振动脊线与转频脊线做比并取平均值,其阶次随时间变化见图 15。基于IMF_8和IMF_9脊线计算得到的阶次平均值分别为4.45和5.01,相对于理论值5.428均有较大的误差,且阶次随时间的变化波动较大,因此无法提取到轴承故障信息。



(a) IMF_6, IMF_8及IMF_9脊线提取结果

(a) Result of ridge extraction from IMF_6, IMF_9 and IMF_9



(b) 转频提取结果与真实转频的对比

(b) Comparison between ridge extraction and true rotating frequency

图 14 转频及轴承故障脊线提取结果

Fig.14 Result of rotating frequency range and bearing fault range extraction

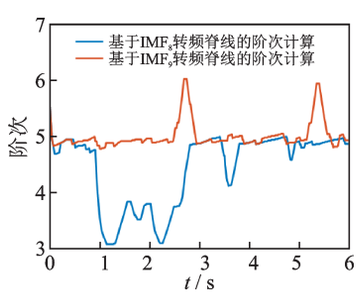


图 15 阶次随时间的变化

Fig.15 Order changes over time

4 结 论

1) 针对峭度指标未充分考虑轴承故障周期冲击特性易受异常值影响的缺陷,采用Hoyer指数替换快速峭度图中的峭度指标,使其能更稳定地确定轴承故障冲击所处的共振频带,证明了Hoyer指标相较于峭度指标的优越性。

2) 采用多分量协同转频估计方法提取转频及轴承故障特征频率脊线,并将提取结果作为VNCMD方法的输入参数对信号进行VNCMD分解,以提取转频及轴承振动分量。通过分析故障特征阶次确定滚动轴承故障类型,有效避免了单峰检测法只关注时频分布的幅值而未考虑脊线连续性特征而导致的脊线提取不准确,从而最终无法判断轴承故障类型的情况,提高了VNCMD分析的准确性。相对于EEMD方法,VNCMD能够更准确地将信号分解为正确的分量,仿真信号及实验信号均验证了该方

法的有效性。

3）在VNCMD方法中，除了初始脊线频率外，还有其他输入参数需要人为确定，且参数的选取会对信号模态分解的结果产生较大的影响。因此，后续会针对VNCMD参数的自适应选取展开进一步研究，以减少先验知识对于滚动轴承变转速工况下故障诊断的影响。

参　考　文　献

[1] 赵明. 变转速下机械动态信息的自适应提取与状态评估[D]. 西安：西安交通大学，2013.

[2] 武英杰，辛红伟，王建国，等. 基于VMD滤波和极值点包络阶次的滚动轴承故障诊断[J]. 振动与冲击，2018，37(14)：102-107.
WU Yinjie，XIN Hongwei，WANG Jianguo，et al. Rolling bearing fault diagnosis based on the variational mode decomposition filtering and extreme point envelope order[J]. Journal of Vibration and Shock，2018，37(14)：102-107.(in Chinese)

[3] HUANG H，BADDOUR N，LIANG M. A method for tachometer-free and resampling-free bearing fault diagnostics under time-varying speed conditions[J]. Measurement，2019，134：101-117.

[4] 杨宇，李鑫，潘海洋，等. 基于非线性模式分解的旋转机械复合故障特征提取方法[J]. 中国机械工程，2018，29(24)：2947-2953.
YANG Yu，LI Xin，PAN Haiyang，et al. Feature extraction of composite faults of rotating machinery based on nonlinear mode decomposition[J]. China Mechanical Engineering，2018，29(24)：2947-2953.(in Chinese)

[5] 江星星，吴楠，石娟娟，等. 基于脊线信息增强与特征融合的瞬时转频估计[J]. 振动与冲击，2018，37(20)：166-172.
JIANG Xingxing，WU Nan，SHI Juanjuan，et al. Rotational speed estimation based on the ridge enhancement and feature fusion[J]. Journal of Vibration and Shock，2018，37(20)：166-172.(in Chinese)

[6] 任勇. 变转速旋转机械关键零部件故障诊断研究[D]. 徐州：中国矿业大学，2019.

[7] JIANG X，GUO W，DU G，et al. An optimization tendency guiding mode decomposition method for bearing fault detection under varying speed conditions[J]. IEEE Access，2020，8：27949-27960.

[8] 赵雅琴，聂雨亭，吴龙文，等. 基于脊路跟踪的变分非线性调频模态分解方法[J]. 浙江大学学报(工学版)，2020，54(10)：1874-1882.
ZHAO Yaqin，NIE Yuting，WU Longwen，et al. Multi-component signal separation using variational nonlinear chirp mode decomposition based on ridge tracking[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science)，2020，54(10)：1874-1882.(in Chinese)

[9] GUO W J，JIANG X X，SHI J J，et al. An instantaneous frequency optimization strategy for bearing fault diagnosis under varying speed conditions[C]//2019 International Conference on Sensing，Diagnostics，Prognostics，and Control (SDPC). Beijing：Chian IEEE，2019：51-55.

[10] GUO W J，JIANG X X，LI N，et al. A coarse TF ridge-guided multi-band feature extraction method for bearing fault diagnosis under varying speed conditions[J]. IEEE Access，2019，7：18293-18310.

[11] HE Q，WANG J，HU F，et al. Wayside acoustic diagnosis of defective train bearings based on signal resampling and information enhancement[J]. Journal of Sound and Vibration，2013，332(21)：5635-5649.

[12] CHEN S Q，DONG X J，PENG Z K，et al. Nonlinear chirp mode decomposition：a variational method[J]. IEEE Transactions on Signal Processing，2017，65(22)：6024-6037.

[13] 胡爱军，赵军，孙尚飞，等. 基于相关峭度共振解调的滚动轴承复合故障特征分离方法[J]. 振动与冲击，2019，38(8)：110-116.
HU Aijun，ZHAO Jun，SUN Shangfei，et al. A compound fault feature separation method of rolling bearing based on correlation kurtosis resonance demodulation[J]. Journal of Vibration and Shock，2019，38(8)：110-116.(in Chinese)

[14] HOYER P O. Non-negative matrix factorization with sparseness constraints[J]. Journal of Machine Learning Research，2004，5(1)：1457-1469.

[15] ZHAO M，LIN J，MIAO Y H，et al. Feature mining and health assessment for gearboxes using run-up/coast-down signals[J]. Sensors，2016，16(11)：1837.

[16] SHI W J，WEN G R，HUANG X，et al. The VMD-scale space based hoyergram and its application in rolling bearing fault diagnosis[J]. Measurement Science and Technology，2020，31(12)：125006.



第一作者简介：石文杰，男，1996年1月生，硕士生。主要研究方向为旋转机械运行状态信号处理及故障诊断。
E-mail：swjie10@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.005

适用于RAC框架结构的地震动强度指标研究*

侯红梅[1,2]，　刘文锋[1]，　陈冠君[1]
（1.青岛理工大学土木工程学院　青岛，266033）
（2.滨州学院建筑工程学院　滨州，256600）

摘要　再生混凝土结构的合理地震动强度指标是预测和评价其抗震响应的映射判据。基于3种层数和5种再生骨料取代率的15个结构模型，选取120条地震动记录进行时程分析，综合考虑结构高度、再生骨料取代率、地震动震源机制和是否脉冲型地震动等因素的影响，评估了28个地震动强度指标与4个关键工程需求参数的相关性、有效性和充分性。研究表明：谱强度指标与工程需求参数之间具有较强的相关性；基于结构高度和再生骨料取代率的变化，不同地震动强度指标与工程需求参数相关性存在明显差异，谱速度是与4个工程需求参数综合相关性最强的地震动强度指标；再生骨料取代率、震源机制和是否脉冲型地震动都会影响相关性系数；谱强度指标表征工程需求参数具有良好的有效性和充分性。

关键词　再生混凝土框架结构；地震动强度指标；工程需求参数；相关性；有效性；充分性
中图分类号　TU375.4

引　言

再生骨料混凝土（recycled aggregate concrete，简称RAC）是将废弃混凝土块经破碎、清洗和分级，部分或全部代替天然骨料配制而成的混凝土。RAC的使用和推广可应对建筑垃圾污染、天然骨料短缺和保护自然资源问题，是实施可持续发展战略的有效途径。RAC应用于实际工程结构，其抗震性能是首要关注问题。在已有材料力学性能的基础上，文献[1-3]对RAC构件的抗震性能进行了研究，文献[4-9]对RAC结构的抗震性能进行了研究。通过合理的配合比设计，RAC可达到设计强度要求，具有良好的抗震性能，已应用于工程承重结构。

合理的地震动强度指标（intensity measure，简称IM）能够反映地震动特性对结构地震响应的影响。IM的选取除要考虑其与工程需求参数（engineering demand parameter，简称EDP）的相关性外，还要考虑其有效性和充分性，以保证IM的可信度。有效性分析可减小不同地震动记录的抗震响应的离散度；充分性分析可减少或消除动力分析对所选IM未能反映的其他地震动特性的依赖[10-11]。近年来，针对混凝土结构的IM已有大量研究，分别有针对框架结构[12-15]、高层结构[16-18]、超高层结构[19-20]、隔震结构[21-23]和网壳结构[24-25]，但目前还缺乏基于再生混凝土框架结构材料特征来进行地震动强度指标的研究。

RAC框架结构与普通混凝土框架结构的抗震性能试验结果相比，屈服前初始刚度和骨架曲线基本相同，屈服后最大和极限承载能力变化明显，且试验结果具有较明显的离散性，因此有必要对适用于RAC框架结构的IM进行研究，以更好地关联地震动与结构响应，减小结构地震响应预测结果的离散性，达到有效预测和评价结构抗震响应的目的。本研究基于3种层数（4，8和12层）的框架结构模型，综合考虑5种再生骨料取代率（0，30%，50%，70%和100%）、4种震源机制（正断层、逆断层、走滑断层和逆斜断层）以及是否脉冲型地震动的影响，评估28个IM与4个EDP的相关性、有效性和充分性，为RAC框架结构抗震设计和抗震性能评估提供参考。

1　结构模型与地震动记录的选取

1.1　结构模型

1.1.1　模型参数

不同的再生骨料取代率r会影响RAC的力学性能，确定不同取代率RAC的本构关系是进行结构抗震性能分析的基础。基于中国《混凝土结构设计规范》，对比分析大量试验研究成果，笔者采用文

*　国家自然科学基金资助项目（50878110）
收稿日期：2020-06-14；修回日期：2020-10-20

献[26]提出的本构关系模型，应力-应变曲线方程为

$$f_c^r=\begin{cases}a\varepsilon_o^r+(3-2a)\varepsilon_o^{r\,2}+(a-2)\varepsilon_o^{r\,3} & (0\leqslant\varepsilon_o^r<1)\\ \dfrac{\varepsilon_o^r}{b(\varepsilon_o^r-1)^2+\varepsilon_o^r} & (\varepsilon_o^r\geqslant1)\end{cases} \tag{1}$$

其中：f_c^r为再生骨料取代率为r的RAC棱柱体抗压强度；ε_o^r为再生骨料取代率为r的RAC峰值应变；a，b为最小二乘法计算拟合得到的待定参数值。

经过统计回归，得到参数a，b与再生骨料取代率r的关系为

$$a=2.2(0.748r^2-1.231r+0.975) \tag{2}$$

$$b=0.8(7.648\times3r+1.142) \tag{3}$$

考虑5种再生骨料取代率，即r为0，30%，50%，70%和100%。r=0时为普通混凝土。各再生骨料取代率下参数a和b的取值如表1所示。

表1　待定参数a和b的取值

Tab.1　Undetermined parameter a and b

r	0	30%	50%	70%	100%
a	2.20	1.32	1.26	1.15	1.04
b	0.80	3.30	3.96	4.31	7.50

除确定不同取代率下的RAC本构关系，还需确定弹性模量E_c、泊松比ν_t等性能指标。不同取代率下再生混凝土E_c和ν_t的计算式[27]分别如式(4)、式(5)所示，计算结果见表2。

表2　不同取代率下再生混凝土弹性模量和泊松比取值

Tab.2　Elastic modulus and Poisson´s ratio of RAC under different substitution rates

r	0	50%	70%	100%
$E_c/10^3$MPa	28.55	15.85	15.55	14.94
ν_t	0.210	0.195	0.189	0.180

$$E_c=\frac{10^5}{2.2+34.7f_{cu}}(0.271r+1.065) \tag{4}$$

$$\nu_t=0.21-0.000\,3r \tag{5}$$

1.1.2　模型的建立及验证

使用SAP2000建立三维框架结构模型(避免选取一榀建立模型而造成平面二维模型荷载简化计算与实际整体结构计算的差异)。综合考虑3种层数(4，8和12层)和5种再生骨料取代率(0，30%，50%，70%，100%)，共计15个结构模型。模型均为三榀四跨规则框架结构，层高均为3.6 m。抗震等级均为3级，基准再生混凝土强度为C30，箍筋强度等级为HRB335级，其他纵筋强度等级为HRB400级。抗震设防烈度均为8度(0.2g)，设计地震分组为2组，Ⅱ类场地。模型中使用三维框架单元模拟梁柱，使用膜单元模拟楼板，梁间荷载取6.0 kN/m^{2}替代填充墙。将软件中默认的铰属性指定给框架单元，梁两端指定主轴方向弯曲铰(M3)，框架柱底部指定轴力和弯矩相互作用的耦合铰(P-M2-M3)。

文献[26]完成了5种再生骨料取代率再生混凝土的单轴受压应力-应变全曲线试验，研究了各取代率下再生混凝土的本构关系模型。将本研究模型应力-应变全曲线与文献[26]试验实测全曲线进行对比，两曲线吻合良好，证明了本研究模型材料力学性能模拟的合理性。对比了SAP2000所建结构模型与设计软件PKPM的设计分析结果，其几何尺寸、楼层荷载分布和振型模态信息均十分相近，验证了结构模型的合理性。

1.2　地震动记录的选取

从太平洋地震工程中心地震动记录库(pacific earthquake engineering research center-next generation attenuation，简称PEER-NGA)选取地震动记录，为减小场地类别对结构动力分析的影响，输入本研究结构模型所建场地的设计反应谱，设定搜索地震动的限制条件。

PEER-NGA系统共选出619条地震动记录，为最大程度地减小重合地震事件概率，从中选取120条地震动记录进行结构动力分析。震源机制类型和地震动有无脉冲都会对结构反应产生影响，有必要研究其对适用于RAC框架结构的地震动强度指标的影响。其中，脉冲型地震动记录20条，非脉冲型地震动记录100条，不同震源机制的地震动记录数量分布如表3所示。

表3　地震动记录的震源机制分布

Tab.3　Source mechanism distribution of ground motion records

震源机制	地震动记录数量
正断层(N)	17
逆断层(R)	41
走滑断层(SS)	28
逆斜断层(RO)	34

2　工程需求参数与地震动强度指标

2.1　工程需求参数

笔者主要研究地震作用下RAC框架结构的4个工程需求参数，分别为结构层间位移角最大值(maximum inter-story drift ratio，简称MIDR)、楼层

加速度最大值（maximum floor acceleration，简称MFA）、楼层速度最大值（maximum floor velocity，简称MFV）和顶层位移最大值（maximum roof displacement，简称MRD）。其中：MIDR表示结构楼层的变形程度；MFA表示结构楼层的受力程度；MFV表示结构楼层的耗能程度，三者是评价结构构件和非结构构件损伤状况的重要参数；MRD表示结构整体倾覆程度，是评价结构整体抗倾覆能力和结构整体损伤状况的重要参数。

2.2 地震动强度指标

笔者选取28个具有代表性的地震动强度指标作为研究对象，根据地震动三要素特征，将28个地震动强度指标分为3类[13,23,25]，如表4所示。

表4 地震动强度指标

Tab.4 Intensity indexes of ground motion

类型	名称	符号
幅值型	峰值加速度	PGA
	峰值速度	PGV
	峰值位移	PGD
	峰值速度与加速度比值	$R(V/A)$
	峰值位移与速度比值	$R(D/V)$
频谱特征型	加速度反应谱峰值	$S_{a\max}$
	速度反应谱峰值	$S_{v\max}$
	位移反应谱峰值	$S_{d\max}$
	基本周期加速度反应谱值	$S_a(T_1)$
	基本周期速度反应谱值	$S_v(T_1)$
	基本周期位移反应谱值	$S_d(T_1)$
	有效峰值加速度	EPA
	有效峰值速度	EPV
	有效峰值位移	EPD
	加速度谱强度	ASI
	速度谱强度	VSI
	位移谱强度	DSI
持时特征型	持续最大加速度	SMA
	持续最大速度	SMV
	累积绝对速度	CAV
	累积绝对位移	CAD
	累积绝对动力	CAI
	Arias强度	I_A
	比能量密度	SED
	加速度均方根	a_{rms}
	速度均方根	v_{rms}
	位移均方根	d_{rms}
	特征强度	I_c

3 地震动强度指标的评价内容

3.1 相关性

相关性表示地震动强度指标与结构地震反应需求参数之间的关联程度。EDP与IM满足幂指数回归关系式[17,19]为

$$\hat{\mathrm{EDP}}=a(\mathrm{IM})^b \tag{6}$$

其中：$\hat{\mathrm{EDP}}$为EDP的拟合值；a，b为目标回归系数。

对式(6)两边同时取对数，即可建立$\hat{\mathrm{EDP}}$与IM在对数线性空间中的回归模型，得到对数线性关系式为

$$\ln(\hat{\mathrm{EDP}})=\ln(a)+b\ln(\mathrm{IM}) \tag{7}$$

因为拟合值$\hat{\mathrm{EDP}}$与实际工程需求参数值EDP间存在残差，则

$$\ln(\mathrm{EDP})=\ln(\hat{\mathrm{EDP}})+\ln\varepsilon \tag{8}$$

其中：$\ln\varepsilon$为残差项。

将第i条地震动的强度指标记为IM_i，将结构的第i条地震动时程分析所得工程需求参数记为EDP_i，获得离散数据点$(\ln(\mathrm{IM}_i),\ln(\mathrm{EDP}_i))$。对$N$个离散点$(\ln(\mathrm{IM}_i),\ln(\mathrm{EDP}_i))$进行回归分析，用Pearson积矩相关系数$\rho$表示$\ln(\mathrm{IM}_i)$与$\ln(\mathrm{EDP}_i)$之间的关联程度，研究两者之间的相关性，得

$$\rho=\left|\frac{\mathrm{cov}\left[\ln(\mathrm{IM}_i),\ln(\mathrm{EDP}_i)\right]}{\sqrt{D\left[\ln(\mathrm{IM}_i)\right]}\sqrt{D\left[\ln(\mathrm{EDP}_i)\right]}}\right| \tag{9}$$

其中：$\mathrm{cov}\left[\ln(\mathrm{IM}_i),\ln(\mathrm{EDP}_i)\right]$为随机变量$\ln(\mathrm{IM}_i)$和$\ln(\mathrm{EDP}_i)$的协方差；$D\left[\ln(\mathrm{IM}_i)\right]$和$D\left[\ln(\mathrm{EDP}_i)\right]$为随机变量$\ln(\mathrm{IM}_i)$和$\ln(\mathrm{EDP}_i)$的方差。

相关系数ρ越接近1，表明相关性越强。当ρ介于0.8～1时为强相关；当ρ介于0.4～0.8时为中等强度相关；当$\rho<0.4$时为弱相关。

3.2 有效性

因本研究基于未调幅的原始地震动记录，可排除调幅因素对工程需求参数的影响，只考虑不同地震动产生的随机误差。有效性可采用线性回归分析中的估计标准误差e来衡量，是在某一IM下对EDP所满足的对数正态分布中的标准差进行无偏估计，e值越小则有效性越好[18,25]。e的计算公式为

$$e=\sqrt{\frac{1}{N-2}\sum_{i=1}^{N}\left[\ln(\mathrm{IM}_i)-\hat{\ln}(\mathrm{IM})\right]^2} \tag{10}$$

其中：$\hat{\ln}(\mathrm{IM})$为按线性拟合表达式计算得到的地震动强度指标估计值。

3.3 充分性

相关性分析中，IM与EDP满足式(7)和式(8)，可通过检验残差项$\ln\varepsilon$与震级M、震中距对数$\ln R$的线性关系是否显著判定地震动强度指标的充分性。笔者采用F检验法进行线性关系的假设检验[18]，给定

显著性水平阈值为5%，当对数线性回归获得的显著性水平p值小于5%时，二者线性关系显著，即可判断IM充分性较差；反之表明IM具有较好的充分性。

4　地震动强度指标分析

4.1　相关性分析

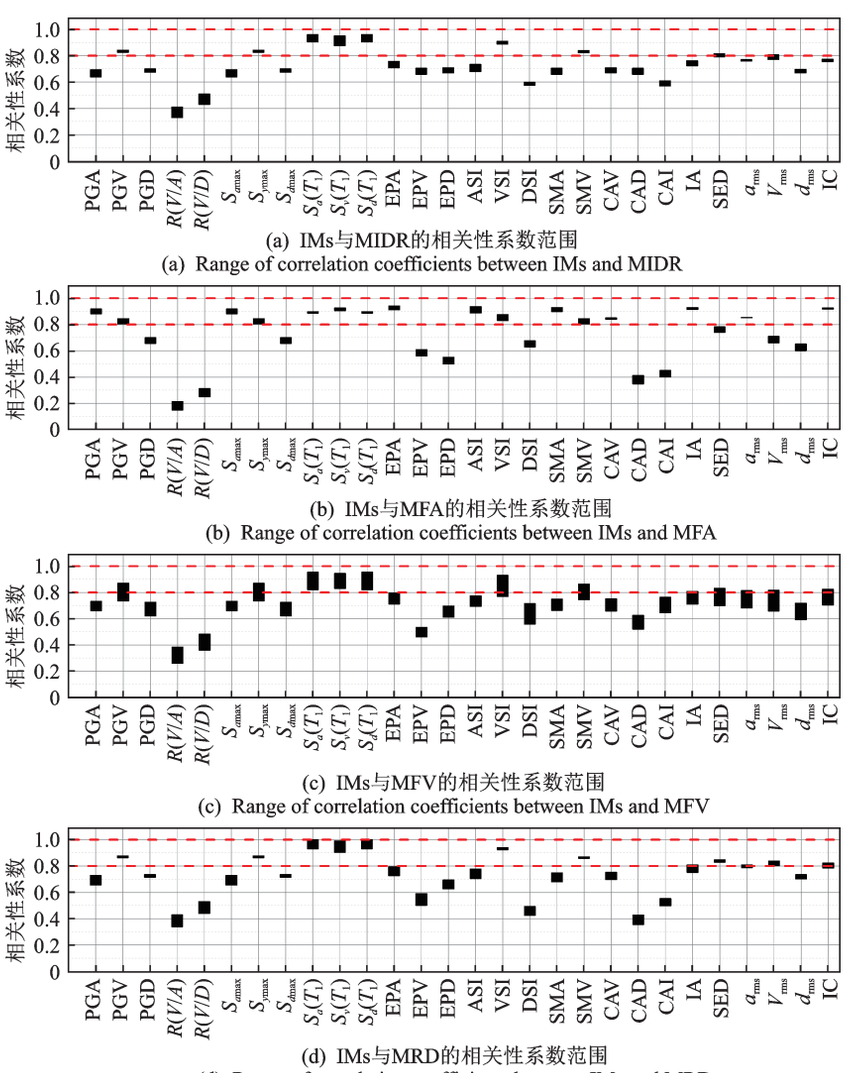
4.1.1　IM与EDP相关性分析

计算获取120条地震动记录的IM，对15个结构模型进行120条地震动记录下的时程分析获得各EDP。以不同层数结构和不同再生骨料取代率分组，对120条地震动的IM与EDP进行相关性分析，获得各相关性系数ρ。地震动强度指标与工程需求参数的相关性系数范围如图1所示。

1）MIDR：7个地震动强度指标与MIDR具有强相关性，分别为PGV，$S_{v\max}$，$S_a(T_1)$，$S_d(T_1)$，$S_v(T_1)$，VSI和SMV。其中，$S_a(T_1)$，$S_d(T_1)$与MIDR之间存在最强的相关性（相关性系数均大于0.9）。此外，PGV，SMV，$a_{\rm rms}$与MIDR相关性系数范围上、下限值的差值分别为0.016，0.017和0.010，表明结构高度和再生骨料取代率对PGV，SMV，$a_{\rm rms}$与MIDR的相关性影响基本可以忽略。

2）MFA：16个地震动强度指标与MFA具有强相关性。其中，$S_v(T_1)$，EPA，IA，IC与MFA之间存在最强的相关性（相关性系数均大于0.9）。此外，$S_a(T_1)$，CAV，IA，IC与MFA相关性系数范围上、下限值的差值分别为0.012，0.011，0.014和0.008，表明各影响因素对$S_a(T_1)$，CAV，IA，IC与MFA的相关性影响基本可以忽略。

3）MFV：3个地震动强度指标与MFV具有强相关性，分别为$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$和$S_d(T_1)$，相关性



(a) IMs与MIDR的相关性系数范围
(a) Range of correlation coefficients between IMs and MIDR

(b) IMs与MFA的相关性系数范围
(b) Range of correlation coefficients between IMs and MFA

(c) IMs与MFV的相关性系数范围
(c) Range of correlation coefficients between IMs and MFV

(d) IMs与MRD的相关性系数范围
(d) Range of correlation coefficients between IMs and MRD

图1　地震动强度指标与工程需求参数的相关性系数范围

Fig.1　Range of correlation coefficients between IMs and EDPs

系数均在0.8～1之间。各地震动强度指标与MFV的相关性系数取值范围均较大，表明各影响因素对地震动强度指标与MFV的相关性影响较明显。

4）MRD：9个地震动强度指标与MRD具有强相关性，分别为PGV，$S_{v\max}$，$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$，VSI，SMV，SED，V_{rms}和$S_d(T_1)$。其中，$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$，$S_d(T_1)$，VSI与MRD之间存在最强的相关性（相关性系数均大于0.9）。此外，PGV，$S_{v\max}$，VSI，SMV，SED与MRD相关性系数范围上、下限值的差值分别为0.015，0.014，0.016，0.011和0.018，表明各影响因素对PGV，$S_{v\max}$，VSI，SMV，SED与MRD的相关性影响基本可以忽略。

4.1.2 综合相关性最佳IM分析

不同再生骨料取代率的结构抗震设计均需要选取1个合适的地震动强度指标，该指标应该和各个反应结构损伤程度的关键工程需求参数均存在强相关性。优选相关性系数分析见表5，相关性较好的IM是PGV，$S_{v\max}$，$S_a(T_1)$，$S_d(T_1)$，$S_v(T_1)$，VSI和SMV，将这7种地震动强度指标与各工程需求参数的相关性系数ρ范围列于表5中，通过对比分析，可获得综合相关性最佳的地震动强度指标。

表5 优选相关性系数分析

Tab.5 Analysis of excellent correlation coefficients

IM	MIDR	MFA	MFV	MRD
PGV	0.826～0.842 (0.016)	0.805～0.845 (0.040)	0.736～0.870 (0.133)	0.862～0.877 (0.015)
$S_{v\max}$	0.825～0.842 (0.017)	0.804～0.845 (0.041)	0.734～0.870 (0.136)	0.86～0.877 (0.014)
$S_a(T_1)$	0.905～0.960 (0.055)	0.887～0.898 (0.012)	0.821～0.955 (0.135)	0.930～0.999 (0.069)
$S_v(T_1)$	0.876～0.951 (0.075)	0.906～0.926 (0.020)	0.830～0.945 (0.115)	0.902～0.991 (0.089)
$S_d(T_1)$	0.905～0.960 (0.055)	0.886～0.897 (0.012)	0.821～0.955 (0.135)	0.930～0.999 (0.069)
VSI	0.887～0.910 (0.023)	0.829～0.877 (0.047)	0.769～0.931 (0.162)	0.924～0.939 (0.016)
SMV	0.822～0.839 (0.017)	0.806～0.845 (0.039)	0.745～0.863 (0.118)	0.858～0.869 (0.011)

括号中的数值为相关性系数范围上、下限值差值

从表5可以看出：PGV，$S_{v\max}$，VSI和SMV这4个速度相关型地震动强度指标与MIDR，MFA和MRD相关性范围均在0.8以上，但与MFV相关性范围有小于0.8的部分，且取值范围较离散；3个反应谱地震动强度指标$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$和$S_d(T_1)$与4个工程需求参数的相关性明显优越，其中$S_a(T_1)$及$S_d(T_1)$相比$S_v(T_1)$与MIDR的相关性略强，但$S_v(T_1)$相比$S_a(T_1)$及$S_d(T_1)$与MFA的相关性要强，相关性系数范围均大于0.9。综合考虑，$S_v(T_1)$与各工程需求参数均具有较好的相关性，是具有综合相关性最佳的地震动强度指标。

4.2 有效性分析

对120条地震动所得的各IM与EDP进行线性回归分析，综合考虑不同的结构高度和再生骨料取代率r，确定每一个估计标准误差e，各地震动强度指标与各工程需求参数标准误差e的范围见图2。

从图2可以看出：①估计MIDR时离散性较小的地震动强度指标为$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$，$S_d(T_1)$和VSI；②各地震动强度指标在估计MFA时离散性均较小，且e值范围上、下限差值非常小，说明结构高度和再生骨料取代率r对地震动强度指标有效性的影响可忽略；③估计MFV和MRD离散性小的地震动强度指标也较多，但图2(c，d)与图2(b)相比，e值范围上、下限差值明显增大，说明结构高度、再生骨料取代率r对地震动强度指标有效性的影响较明显；④在估计4个关键工程需求参数的地震动强度指标中，$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$和$S_d(T_1)$表现出良好的有效性，与4.1节分析结果比较，地震动强度指标与结构响应的相关性越强，则其有效性越好。

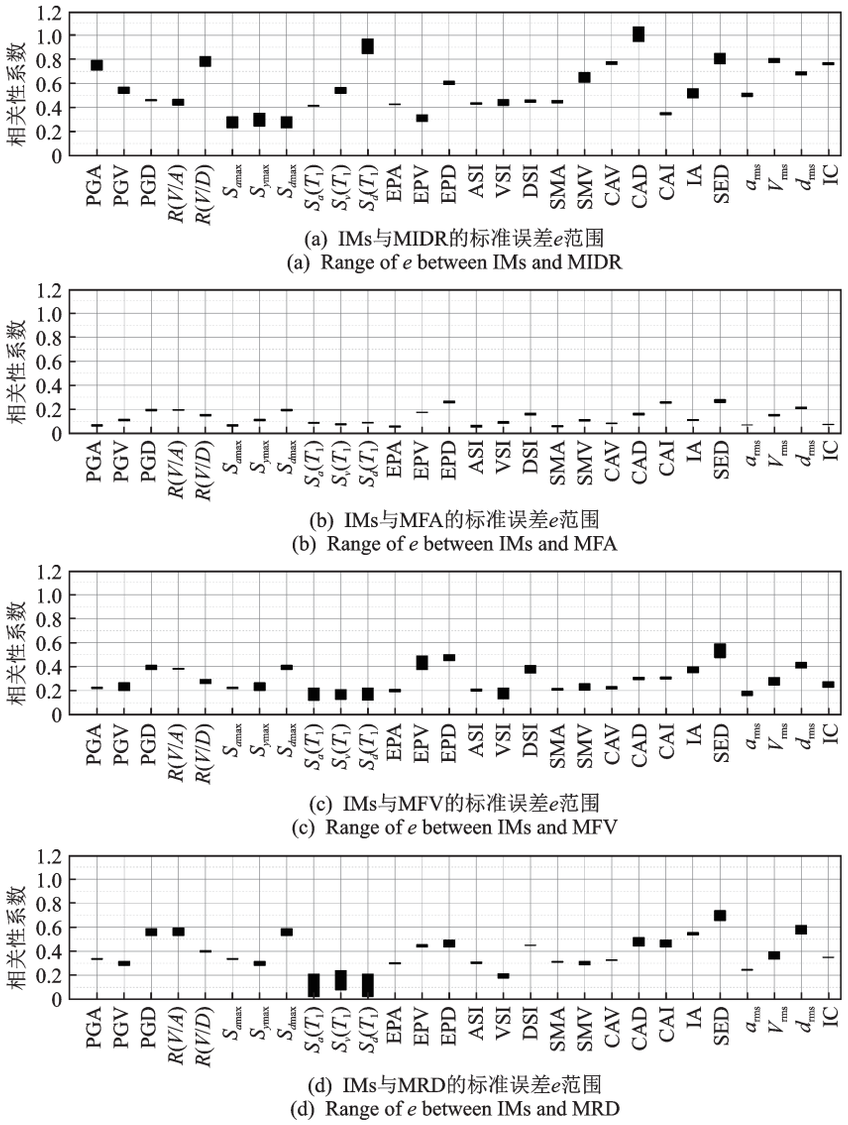
4.3 充分性分析

基于IM与EDP线性回归分析得到残差项$\ln\varepsilon$，分析$\ln\varepsilon$与震级M、震中距对数$\ln R$的线性回归关系，统计不同IM与震级M、震中距对数$\ln R$的显著性水平p值，如图3所示。

从图3可以看出，有8种地震动强度指标与震级M、震中距对数$\ln R$的显著性水平p值小于显著性水平阈值0.05，不能满足充分性的要求。其中，PGA，$S_{a\max}$，$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$，$S_d(T_1)$，ASI，VSI和a_{rms}与震级M、震中距对数$\ln R$的显著性水平p值远大于0.05，表示在这些地震动强度指标下，工程需求参数与地震动事件参数震级M、震中距R等的线性关系弱，具有明显的相对独立性，说明这些地震动强度指标具有较好的充分性。

5 结 论

1）反应谱相关型地震动强度指标$S_a(T_1)$，



(a) IMs与MIDR的标准误差e范围
(a) Range of e between IMs and MIDR

(b) IMs与MFA的标准误差e范围
(b) Range of e between IMs and MFA

(c) IMs与MFV的标准误差e范围
(c) Range of e between IMs and MFV

(d) IMs与MRD的标准误差e范围
(d) Range of e between IMs and MRD

图2　各地震动强度指标与各工程需求参数标准误差e的范围

Fig.2　Range of e between IMs and EDPs

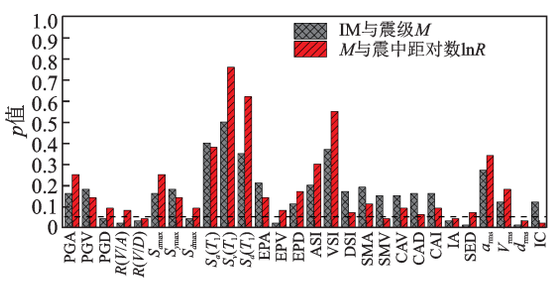


图3　各地震动强度指标与震级M、震中距对数ln$R$的显著性水平p值

Fig.3　p-value for different intensity measures with respect to M and ln$R$

$S_v(T_1)$和$S_d(T_1)$与各工程需求参数表现出较强的相关性，其中：$S_a(T_1)$，$S_d(T_1)$与MIDR相关性最强；$S_v(T_1)$，EPA，IA，IC与MFA相关性最强；$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$，$S_d(T_1)$与MFV相关性最强；$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$，$S_d(T_1)$，VSI与MRD相关性最强。因此，$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$和$S_d(T_1)$与结构地震反应之间有较高的关联程度。

2）框架结构高度和再生骨料取代率r对不同地震动强度指标与不同工程需求参数相关性的影响差别较大，其中：PGV，$S_{v\max}$，VSI，SMV，SED与MIDR的相关性影响基本可以忽略；$S_a(T_1)$，CAV，IA，IC与MFA的相关性影响基本可以忽略；PGV，$S_{v\max}$，VSI，SMV，SED与MRD的相关性影响基本可以忽略；各IM与MFV的相关性影响较明显。在实际工程应用中，应具体参考结构高度和r的影响选取相关性较好的IM。

3）反应谱相关型地震动强度指标$S_a(T_1)$，$S_v(T_1)$和$S_a(T_1)$表现出良好的有效性和充分性。框架结构高度、再生骨料取代率r对地震动强度指

标估计MFA有效性的影响可忽略,但对地震动强度指标估计MIDR,MFV和MRD有效性的影响较明显。因此,选取地震动强度指标时,要根据不同结构反应类型考虑结构高度和r的影响,以减小抗震响应的离散度,消除动力分析对所选IM未能反映的其他地震动特性的依赖性。

参 考 文 献

[1] 曹万林,郭晏利,乔崎云,等. 型钢再生混凝土高轴压比柱抗震性能试验[J]. 哈尔滨工业大学学报,2018,50(6):47-55.
CAO Wanlin, GUO Yanli, QIAO Qiyun, et al. Experimental study on seismic behavior of steel reinforced recycled concrete columns with high axial compression ratio[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2018, 50(6):47-55.(in Chinese)

[2] 郭宏超,郝波,刘云贺,等. 钢框架装配式再生混凝土墙结构抗震性能试验研究[J]. 工程力学,2018,35(1):172-181.
GUO Hongchao, HAO Bo, LIU Yunhe, et al. Experimental study on seismic behavior of steel frame with fabricated recycled concrete wall[J]. Engineering Mechanics, 2018, 35(1):172-181. (in Chinese)

[3] 陈宗平,张向冈,薛建阳,等. 圆钢管再生混凝土柱抗震性能与影响因素分析[J]. 工程力学,2016, 33(6):129-137.
CHEN Zongping, ZHANG Xianggang, XUE Jianyang, et al. Analysis on aseismic performance and influence factors of recycled concrete filled circular steel-tube columns[J]. Engineering Mechanics, 2016, 33 (6):129-137. (in Chinese)

[4] 肖建庄,胡博,王春晖. 高层再生混凝土框剪结构动力弹塑性分析[J]. 同济大学学报(自然科学版),2017,45(5):633-642.
XIAO Jianzhuang, HU Bo, WANG Chunhui. Dynamic elastic-plastic analysis on high-rise recycled aggregate concrete frame-shear wall structures[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2017, 45(5):633-642. (in Chinese)

[5] 陈宗平,张向冈,薛建阳,等. 钢管再生混凝土柱-钢筋再生混凝土梁框架抗震性能试验研究[J]. 土木工程学报,2014, 47(10):22-31.
CHEN Zongping, ZHANG Xianggang, XUE Jianyang, et al. Experimental study on seismic performance of recycled aggregate concrete filled steel tube column and reinforced recycled aggregate concrete beam frame[J]. China Civil Engineering Journal, 2014, 47(10):22-31. (in Chinese)

[6] 郭宏超,孙立建,刘云贺,等. 内填再生混凝土墙的柔性钢框架结构抗震性能试验研究[J]. 建筑结构学报,2017, 38(7):103-112.
GUO Hongchao, SUN Lijian, LIU Yunhe, et al. Experimental research on seismic behavior of flexible steel frame with infilling recycled concrete wall[J]. Journal of Building Structures,2017,38(7):103-112. (in Chinese)

[7] 肖建庄,王长青,丁陶. 再生混凝土框架结构抗震性能及其评价[J]. 土木工程学报,2013, 46(8):55-66.
XIAO Jianzhuang, WANG Changqing, DING Tao. Study and evaluation on the seismic performance of recycled aggregate concrete frame[J]. China Civil Engineering Journal, 2013, 46(8):55-66. (in Chinese)

[8] 吕西林,张翠强,周颖,等. 全再生混凝土框架抗震性能[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2014, 45(6):1932-1942.
LÜ Xilin, ZHANG Cuiqiang, ZHOU Ying, et al. Seismic performance of reinforced totally-recycled concrete frame[J]. Journal of Central South University (Science and Technology),2014,45(6):1932-1942.(in Chinese)

[9] 樊禹江,余滨杉,王社良. 再生混凝土框架结构地震作用下随机损伤与评估分析[J]. 建筑结构学报,2015,36(5): 97-102.
FAN Yujiang, YU Binbin, WANG Sheliang. Random damage and evaluation analysis of recycled aggregate concrete frame structure under seismic load[J]. Journal of Building Structures, 2015, 36(5):97-102. (in Chinese)

[10] KATSANOS E I, SEXTOS A G, MANOLIS G D. Selection of earthquake ground motion records: a state-of-the-art review from a structural engineering perspective[J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2010, 30(4): 157-169.

[11] 韩建平,周伟,李慧. 基于汶川地震记录的地震动强度指标与中长周期SDOF体系最大响应相关性的研究[J]. 工程力学, 2011, 28(10): 185-196.
HAN Jianping, ZHOU Wei, LI Hui. Correlation between ground motion intensity indices and SDOF system responses with medium-to-long period based on the Wenchuan earthquake data[J]. Engineering Mechanics, 2011, 28(10):185-196. (in Chinese)

[12] BOJORQUEZ E, IERVOLINO I, REYES-SALAZAR A, et al. Comparing vector-valued intensity measures for fragility analysis of steel frames in the case of narrow-band ground motions[J]. Engineering Structures, 2012, 45(9): 472-480.

[13] 陈健云,李静,韩进财,等. 地震动强度指标与框架结构响应的相关性研究[J]. 振动与冲击,2017, 36(3): 105-112, 144.

CHEN Jianyun, LI Jing, HAN Jincai, et al. Correlation between ground motion intensity measures and seismic response of frame structure[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(3):105-112,144. (in Chinese)

[14] 刘亭亭，于晓辉，吕大刚. 地震动多元强度参数主成分与结构损伤的相关性分析[J]. 工程力学，2018，35(8)：122-129.
LIU Tingting, YU Xiaohui, LÜ Dagang. Analysis of correlation between principal components of multivariate earthquake intensity measures and structural damage[J]. Engineering Mechanics, 2018, 35(8): 122-129. (in Chinese)

[15] 刘亭亭，于晓辉，吕大刚. RC框架基于典型相关分析的地震动多元破坏势评估[J]. 土木工程学报，2019，52(1)：27-36.
LIU Tingting, YU Xiaohui, LÜ Dagang. Multivariate damage potential estimation of earthquake ground motions for RC frames based on canonical correlation analysis[J]. China Civil Engineering Journal, 2019, 52(1): 27-36. (in Chinese)

[16] ZHANG Y T, HE Z, LV W G, et al. A spectral-acceleration-based linear combination-type earthquake intensity measure for high-rise buildings[J]. Journal of Earthquake Engineering, 2017, 22(8): 1479-1508.

[17] ZHANG Y T, HE Z, LU W G, et al. A spectral-acceleration-based linear combination-type earthquake intensity measure for high-rise buildings[J]. Journal of Earthquake Engineering, 2017, 22(8):1479-1508.

[18] 张艺欣，郑山锁，秦卿，等. 适用于高层RC结构的谱加速度指标分析[J]. 工程力学，2017, 34(10)：149-157.
ZHANG Yixin, ZHENG Shansuo, QIN Qing, et al. Analysis of spectra acceleration as an intensity measure adapted to RC high-rise buildings[J]. Engineering Mechanics, 2017, 34(10):149-157. (in Chinese)

[19] LU X, YE L P, LU X Z, et al. An improved ground motion intensity measure for super high-rise buildings[J]. Science China Technological Sciences, 2013, 56(6): 1525-1533.

[20] 卢啸，陆新征，叶列平，等. 适用于超高层建筑的改进地震动强度指标[J]. 建筑结构学报，2014, 35(2)：15-21.
LU Xiao, LU Xinzheng, YE Lieping, et al. Development of an improved ground motion intensity measure for super high-rise buildings[J]. Journal of Building Structures, 2014, 35(2):15-21. (in Chinese)

[21] MOLLAIOLI F, LUCCHINI A, CHENG Y, et al. Intensity measures for the seismic response prediction of base-isolated buildings[J]. Bulletin of Earthquake Engineering, 2013, 11(5):1841-1866.

[22] 刘彦辉，谭平，周福霖，等. 高层框架-剪力墙隔震结构地震响应研究[J]. 工程力学，2015,32(3):134-139, 224.
LIU Yanhui, TAN Ping, ZHOU Fulin, et al. Study of seismic response in isolated high-rise frame-shear wall structures during earthquakes[J]. Engineering Mechanics, 2015, 32(3):134-139, 224. (in Chinese)

[23] 杨参天，解琳琳，李爱群，等. 适用于高层隔震结构的地震动强度指标研究[J]. 工程力学，2018,35(8)：21-29.
YANG Cantian, XIE Linlin, LI Aiqun, et al. Intensity measures for seismically isolated tall buildings[J]. Engineering Mechanics, 2018, 35(8): 21-29. (in Chinese)

[24] 范峰，李玉刚，洪汉平. 基于Kiewitt-8型单层球面网壳的一维地震动强度参数研究[J]. 建筑结构学报，2012，33(12)：72-78.
FAN Feng, LI Yugang, HONG Hanping. Study on one-dimensional earthquake intensities for Kiewitt-8 single-layer reticulated domes[J]. Journal of Building Structures, 2012, 33(12):72-78. (in Chinese)

[25] 丁阳，田兴业，宗亮. 基于三向敏感频率的单层球面网壳结构地震动强度参数分析[J]. 建筑结构学报，2016，37(9)：85-90.
DING Yang, TIAN Xingye, ZONG Liang. Analysis on a ground motion intensity measure of single-layer reticulated domes based on three-dimentional sensitive frequencies[J]. Journal of Building Structures, 2016, 37(9):85-90. (in Chinese)

[26] 肖建庄. 再生混凝土单轴受压应力-应变全曲线试验研究[J]. 同济大学学报(自然科学版)，2007, 35(11)：1445-1449
XIAO Jianzhuang. Experimental investigation on complete stress-strain curve of recycled concrete under uniaxial loading[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2007, 35(11):1445-1449. (in Chinese)

[27] 陈宗平，徐金俊，郑华海，等. 再生混凝土基本力学性能试验及应力应变本构关系[J]. 建筑材料学报，2013，16(1)：24-32.
CHEN Zongping, XU Jinjun, ZHENG Huahai, et al. Basic mechanical properties test and stress-strain constitutive relations of recycled coarse aggregate concrete[J]. Journal of Building Materials, 2013, 16(1): 24-32. (in Chinese)



第一作者简介：侯红梅，女，1983年10月生，博士。主要研究方向为结构抗震。曾发表《基于反应谱的地震动备选库建构方法》(《振动与冲击》2019年第38卷第9期)等论文。
E-mail: houhm@qut.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.006

基于GARCH-M模型的非线性损伤识别和实验研究*

黄 淇[1,2], 郭惠勇[1,2]
(1.重庆大学土木工程学院 重庆,400045)
(2.重庆大学山地城镇建设与新技术教育部重点实验室 重庆,400045)

摘要 裂缝等损伤在振动时常具有变刚度的时域非线性特征,且损伤前的数据难以获取。针对此问题,通过采集检测结构各位置的加速度时间序列,建立待检测层和基层响应数据的广义自回归条件异方差(generalized autoregressive conditional heteroskedasticity in the mean,简称GARCH-M)模型,分析两模型系数的切比雪夫距离,提出了基于GARCH-M模型和切比雪夫距离的归一化损伤识别组合指标。仿真和实验结果表明:基于上述组合指标,仅利用损伤后的加速度响应数据进行损伤识别,即能够有效识别出非线性损伤层位置;相较于GARCH模型,GARCH-M模型对结构的非线性损伤加速度响应时间序列具有更好的适应性;模型计算过程简单,精度较高,在输电塔等工程结构的非线性损伤识别领域具有较好的工程应用价值。

关键词 非线性损伤识别;输电塔;广义自回归条件异方差模型;切比雪夫距离;方差序列标准差
中图分类号 TB123;TH17

引 言

结构在使用过程中由于自身的老化和外界因素的干扰等会出现损伤,若不进行有效的识别和处理可能造成严重的安全事故[1-2]。输电塔等工程结构一旦发生倒塌会造成严重的后果,因此有必要对其进行损伤识别研究[3]。基于时间序列模型的损伤识别方法具有实时性和可靠性等优点,在损伤识别领域得到了广泛应用。自回归(autoregressive,简称AR)模型是统计上一种处理时间序列的方法,用同一变数之前各期的表现情况来预测该变数本期的表现情况,并假设其为线性关系。文献[4]将AR模型的系数用作损伤敏感特征,提出了将AR模型和动力学过程中的雅各比矩阵形成的状态空间特征进行比较来识别损伤。滑动平均(moving average,简称MA)模型是一种模型参量法谱分析方法,将其与AR模型为基础混合构成自回归滑动平均(auto-regressive moving average,简称ARMA)模型。陈柳洁[5]对加速度时间序列建立ARMA模型,采用了损伤前后的模型参数标准差之比为损伤识别敏感因子,对损伤进行了定位识别和分析。直接利用结构振动后采集的加速度响应作为时间序列进行建模分析,其核心在于选择匹配数据特征的加速度时间序列,再基于所选模型的相关参数构建损伤识别指标[6-8]。裂缝等损伤使结构在振动时具有变刚度的非线性效应,AR模型和ARMA模型对线性损伤有较好的识别效果,而对非线性损伤识别效果较差[9]。GARCH族模型可以对非线性损伤进行有效识别,但是进行损伤识别的指标需要利用损伤前的数据,而现实中损伤前的数据往往缺失[9]。标准的GARCH模型没有对条件方差和均值可能存在的关系进行考虑和处理,而GARCH-M模型对此进行了修正,并且在金融学取得了良好的应用效果。

笔者针对实际工程结构中的非线性损伤、损伤前数据的缺失以及序列可能存在的条件方差和均值的关系问题[10-12],并考虑到GARCH-M模型可以自成体系的特征,提出新的组合指标,只对损伤后的加速度响应进行数据处理来进行非线性损伤识别。

1 GARCH-M模型

GARCH-M模型来源于GARCH模型,GARCH模型是一种适应性很强、应用广泛的非线性模型。假设x_t,y_t分别为响应量和观测量,则GARCH模型的基本方程形式[13]为

$$y_t = x_t'\beta + \varepsilon_t \tag{1}$$

$$\varepsilon_t = \sqrt{h_t}\, v_t \tag{2}$$

* 国家重点研发计划资助项目(2021YFF0306303)
收稿日期:2020-08-16;修回日期:2021-02-25

$$h_t=\alpha_0+\alpha_1\varepsilon_{t-1}^2+\cdots+\alpha_q\varepsilon_{t-q}^2+\theta_1 h_{t-1}+\cdots+\theta_p h_{t-p} \tag{3}$$

其中：h_t为条件方差；ε_t为时间序列的残差；β为回归参数；v_t为独立、同分布的白噪声序列，且$E(v_t)=0$，$D(v_t)=1$；$p\geqslant 0$；$q>0$；$\alpha_0>0$；$\alpha_i\geqslant 0, i=1,2,\cdots,q$；$\theta_j\geqslant 0, j=1,2,\cdots,p$。

GARCH-M模型在式(1)右边增加一条件方差项h_t和方差相关参数γ，其完整表述为

$$y_t=x_t'\beta+\gamma h_t+\varepsilon_t \tag{4}$$

$$h_t=\alpha_0+\sum_{i=1}^{q}\alpha_i\varepsilon_{t-i}^2+\sum_{j=1}^{p}\theta_j h_{t-j} \tag{5}$$

其中：$\varepsilon_t=\sqrt{h_t}\,v_t$。

式(4)和式(5)组成完整的GARCH-M模型，式(4)为GARCH-M均值方程，式(5)为GARCH-M模型的条件方差方程。GARCH-M模型实际是对AR模型的残差进行建模，因此能够有效过滤掉一部分可能会对结果起干扰作用的线性变化，然后针对序列中的非线性信息进行分析和反馈。在GARCH-M建模前后都要进行广义自回归条件的异方差(即ARCH部分)效应检验，ARCH部分效应经过此建模过程消失，也能够验证该模型利用条件方差的反馈对非线性信息过滤的充分性和合理性。

2　基于GARCH-M模型和切比雪夫距离的损伤识别组合指标

2.1　切比雪夫距离

切比雪夫距离是欧几里得空间里的2个点用所有的坐标维度进行表达的最大差异，也可以看作是2个点在各个坐标轴上投影的最大值，其描述的是2个样本的直接距离。如果用平面几何来表达，假设在一个直角坐标系里，p点及q点的坐标分别为(a_1,b_1)和(a_2,b_2)，切比雪夫距离就可以描述为

$$D_{\text{Chess}}=\max(|a_2-a_1|,|b_2-b_1|) \tag{6}$$

2.2　组合指标

GARCH-M模型识别损伤的基本原理是在损伤状态下识别出损伤待检层相对于未损基底层的变化。在地震或振动状态下，基底层振动相当于地面的振动效应。因此，提取待检层和基底层的GARCH-M模型的系数可求切比雪夫距离。待检层GARCH-M模型系数为

$$\begin{cases} a_1=\dfrac{1}{q}\displaystyle\sum_{i=1}^{q}\alpha_i' & (i=1,2,\cdots,q) \\ b_1=\dfrac{1}{p}\displaystyle\sum_{j=1}^{p}\theta_j' & (j=1,2,\cdots,p) \end{cases} \tag{7}$$

其中：α_i'为待检测层加速度时间序列所建立GARCH-M模型的ARCH项的第i项系数；θ_j'为第j项系数；p和q分别为GARCH-M模型的阶数。

基底层GARCH-M模型系数为

$$\begin{cases} a_0=\dfrac{1}{q}\displaystyle\sum_{i=1}^{q}\alpha_i & (i=1,2,\cdots,q) \\ b_0=\dfrac{1}{p}\displaystyle\sum_{j=1}^{p}\theta_j & (j=1,2,\cdots,p) \end{cases} \tag{8}$$

其中：α_i为基底层GARCH-M模型的ARCH项的第i项系数；θ_j为第j项系数。

基底层加速度时程数据在可以采用地基处测量的地震动时程数据，在振动台实验中可以采用振动台基底数据，得到待检层和基底层系数的距离为

$$D_C=\max(|a_1-a_0|,|b_1-b_0|) \tag{9}$$

将求得的每层距离做归一化处理，得到每层归一化的切比雪夫距离为

$$c_i=D_C\Big/\sum_{i=1}^{n}D_{C_i}\quad(i=1,2,\cdots,n) \tag{10}$$

关于时间序列的研究发现，前3阶系数在统计上是所有系数中最重要的[14-15]。在损伤识别中，前3阶系数足够涵盖系统的模态频率和阻尼信息。因此，如果GARCH-M模型阶数超过3阶，则只取前3阶系数进行距离的求解。

对于损伤后的加速度时间序列建立GARCH-M模型，可计算得到该模型条件方差序列的标准差std$\{h_t\}$，该值在非线性损伤处是一个非零值，具有非线性损伤的识别能力。令其第i层的模型条件方差序列的标准差为std$_i$，利用该值和距离系数相结合，可构建自由度损伤指标为

$$D_i=c_i\text{std}_i\quad(i=1,2,\cdots,n) \tag{11}$$

其中：c_i为第i层数据与基底层数据的距离；std$_i$为基于第i层加速度响应时间序列所建立的GARCH-M模型条件方差序列的标准差。

对该指标进行归一化处理，得到最终的损伤敏感因子(damage sensitive factor简称DSF)组合指标为

$$\text{DSF}_i=c_i\text{std}_i\Big/\sum_{j=1}^{n}c_j\text{std}_j \tag{12}$$

该基于GARCH-M模型的组合指标可用来进行非线性损伤识别。此外，作为参考的GARCH模型组合指标的获得与上面步骤类似，即采取建立GARCH模型后的系数和条件方差序列的标准差进行组合。上述归一化过程是为了方便二者进行比较。这里将损伤敏感因子进行概率化处理，由于1个层间刚度的损伤和与其相邻的2个自由度质量层

有关,故当相邻2自由度层的损伤敏感因子之和大于0.5,可以认为该刚度层具有较大概率发生损伤。0.5的取值是笔者根据大量的数值模拟及实验数据结果选取的。传统的损伤识别方法往往需要无损伤模型,通过损伤前后模型测量数据的对比进行损伤识别,而本研究仅需要考虑损伤后模型的测量数据就可以直接进行损伤识别。

2.3 损伤识别步骤

因为只采用结构损伤后的数据进行识别,因此主要是识别出结构的非线性部分,通过组合指标进行损伤位置的判定。具体损伤识别步骤如下。

1) 对加速度时间序列进行平稳性检验,如果平稳则进行建模处理;反之则要对数据进行差分,使数据具有一定的平稳性。

2) 通过赤池信息准则进行AR模型的定阶和建立,并利用采集数据消去线性AR模型数据,从而获取残差序列。

3) 对残差序列进行ARCH效应的检验。如果序列具有ARCH效应,则可建立GARCH族模型;反之说明AR模型已经具有较好的拟合性。

4) 进行GARCH模型的建立。因GARCH模型在3阶以内可以解决大部分问题,故采用低阶试算法进行GARCH模型的定阶和建立。

5) 验证时间序列的波动性和其条件均值存在直接相关关系,从而建立GARCH-M模型。

6) 计算出基于GARCH-M模型的组合指标,进行结构损伤位置的识别。

结构非线性损伤诊断流程如图1所示。

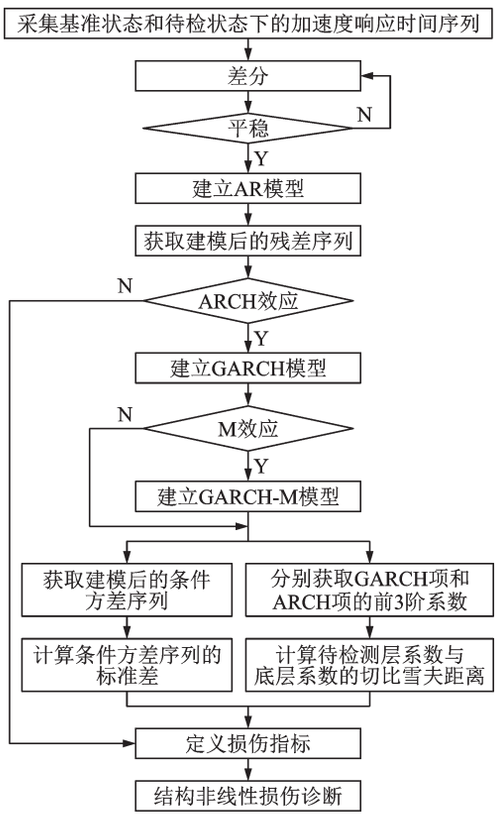


图1 结构非线性损伤诊断流程

Fig.1 The process of structural nonlinear damage identification

3 数值算例

采用7层层间剪切结构及其简化后的7自由度模型进行分析,如图2所示。简化后每个单元的质量都假定为100 kg,刚度都假定为1 MN/m,采用瑞利阻尼参数。本方法主要适应在底层施加激励的情况,即现实中的地震作用以及实验中的振动台施加激励情况,其中基底层表示地面或振动台台面。因此,为与之匹配且方便模拟施加激励,不再认为底层位移和加速度为0。

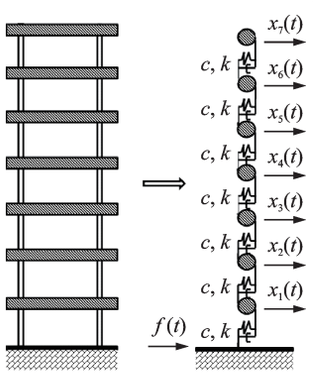


图2 7层层间剪切结构及其简化的7自由度体系

Fig.2 Seven-layer interlayer shear structure and its simplified seven-degree-of-freedom system

3.1 非线性损伤模拟

在数值计算中,采用经典的双线性刚度方法来模拟结构的时域非线性损伤。该方法可以较为准确地描述结构构件在荷载作用下裂缝的张开、闭合效应引起的刚度变化,并保证裂缝张开时的侧向刚度比闭合时的刚度小,具体为

$$k_i[x_i(t)]=\begin{cases}k_i & (x_i(t)-x_{i-1}(t)\leqslant 0, x_i(t)\leqslant 0)\\ (1-\alpha)k_i & (x_i(t)-x_{i-1}(t)>0, x_i(t)>0)\end{cases}\quad (i=1,2,\cdots,n) \tag{13}$$

其中:$x_i(t)$和$x_{i-1}(t)(i\neq 1)$分别为第i层和第$i-1$层t时刻的侧移,当$i=1$时,$x_{i-1}(t)=x_0(t)=0$;$x_0(t)$为结构基础的侧移;$k_i[x_i(t)]$为第i层的层间刚度;α为结构的非线性损伤系数。

如果$\alpha=0$,刚度是未折减的,即系统未损伤;如果$\alpha=1$,则模拟非线性损伤源的构件完全破坏。

3.2　损伤工况和结构动力响应

本研究中，损伤系数α取20%和30%，7层结构依次发生损伤，每一层刚度k均经历了2种不同程度的损伤折减，共有14个损伤工况。

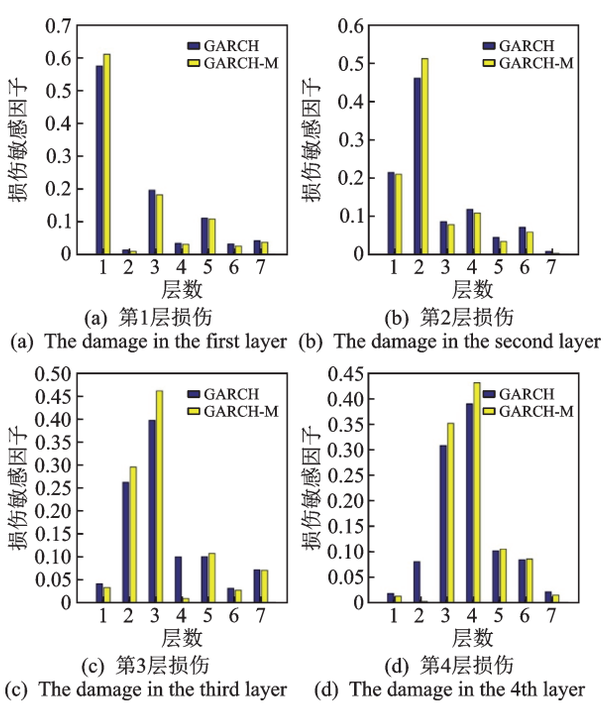
将白噪声经过巴特沃斯低通滤波器过滤后的序列作为原始激励，施加到建立好的模型底层上。若用初始加速度数据直接建模则相对杂乱，因此选用巴特沃斯低通滤波器对其进行过滤，可以使数据较为平缓且宜于进一步处理。运用Wilson-θ法可以计算该7层层间剪切结构的每一层加速度时间序列。实际的结构在此过程中还会受到环境的影响以及噪声的干扰，因此在每层得到的加速度响应数据中加入一定程度的测量噪声。具体的计算公式为

$$\{y_t\}=\{y_t'\}+L\{\omega_t\} \tag{14}$$

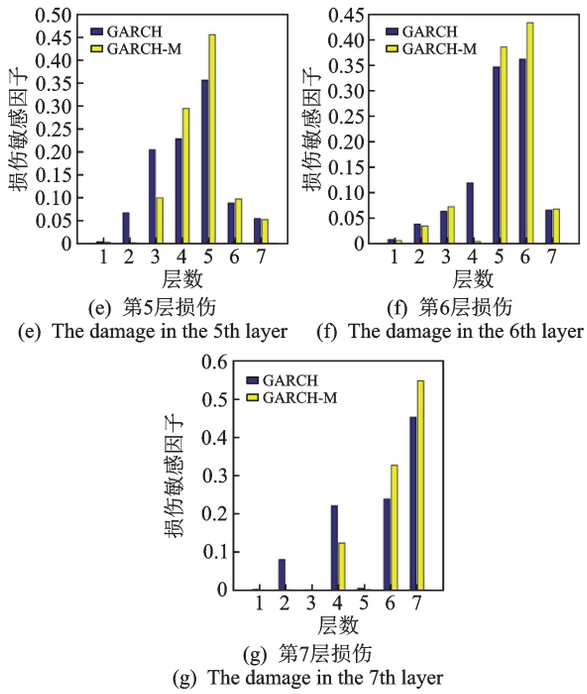
其中：$\{y_t\}$为最终的加速度时间序列；$\{y_t'\}$为层间剪切结构计算获取的初始加速度时间序列；$\{\omega_t\}$为过滤后的白噪声随机序列；L为噪声水平，本研究采用5%的噪声水平。

3.3　损伤识别结果

20%损伤程度下各层损伤的识别结果如图3所示，30%损伤程度下各层损伤的识别结果如图4所示。加速度响应的数据是以质量层为计算点，因此每层层间损伤都会在上、下两层的指标上体现出来。例如，第4层损伤，应该体现为第3层、第4层的指标高于其他层。



(a) 第1层损伤　(b) 第2层损伤
(a) The damage in the first layer　(b) The damage in the second layer
(c) 第3层损伤　(d) 第4层损伤
(c) The damage in the third layer　(d) The damage in the 4th layer



(e) 第5层损伤　(f) 第6层损伤
(e) The damage in the 5th layer　(f) The damage in the 6th layer
(g) 第7层损伤
(g) The damage in the 7th layer

图3　损伤程度为20%情况下各层的损伤识别结果

Fig.3　Damage identification results of each layer at 20% degree

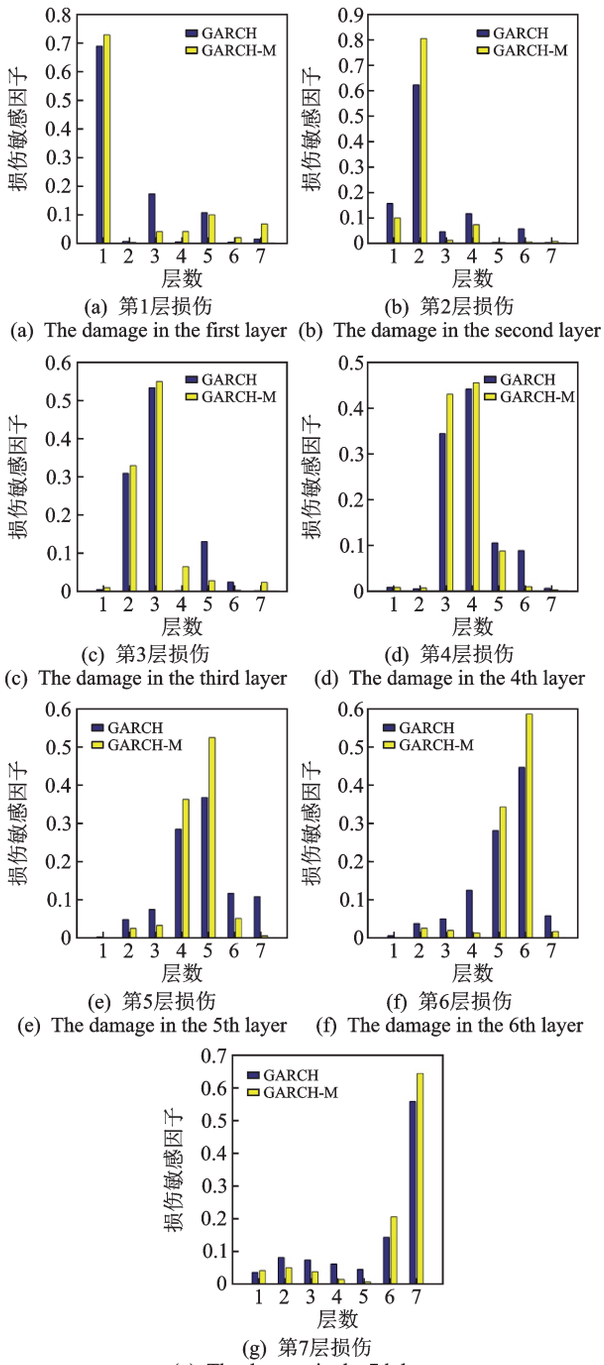
由图3可看出，GARCH模型和GARCH-M模型均对非线性结构的损伤具有一定的识别能力，其层间损伤处相邻的自由度指标值高于其他未损伤层。由于第1层层间柱刚度的损伤仅能反映在第1层的自由度指标上，故该层损伤主要是通过第1层的自由度指标来判断。另外，从2种模型组合指标识别结果的对比可知，GARCH-M模型比GARCH模型具有更好的识别效果。

由图4可看出，在30%损伤程度下，GARCH模型和GARCH-M模型均具有一定的非线性损伤识别能力，其层间损伤处相邻的自由度指标值也明显高于其他未损伤层的自由度指标值。从2种模型组合指标识别结果的对比可知，GARCH-M模型识别效果优于GARCH模型。

4　输电塔模型实验

4.1　实验概述

输电塔振动台实验及模型设备如图5所示。输电塔模型的主体构件是4根圆钢管，这些圆钢管与地面的角度略小于90°。每层的分界面由4根实心圆钢管和主体钢管焊接而成，顶部突出侧面的部分采用钢条焊接而成。在横向钢管和竖向钢管构成的90°处焊接近似正方形的小钢片，将斜向的铝条通过螺栓连接到小钢片上。主体钢管结构采用焊接的形

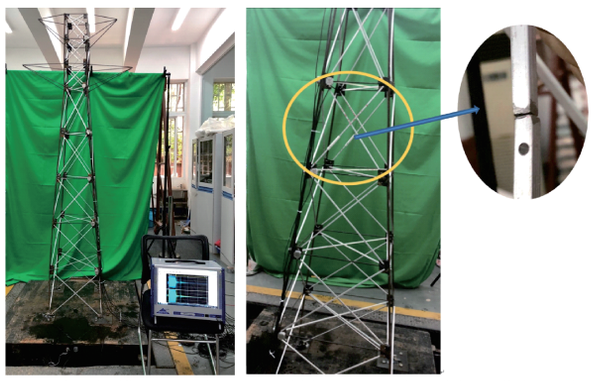


(a) 第1层损伤 (b) 第2层损伤
(a) The damage in the first layer (b) The damage in the second layer
(c) 第3层损伤 (d) 第4层损伤
(c) The damage in the third layer (d) The damage in the 4th layer
(e) 第5层损伤 (f) 第6层损伤
(e) The damage in the 5th layer (f) The damage in the 6th layer
(g) 第7层损伤
(g) The damage in the 7th layer

图4 损伤程度为30%情况下各层的损伤识别结果

Fig.4 Damage identification results of each layer at 30% degree

式,这是为了保证结构的整体性和稳定性。交叉杆件采用螺栓连接的铝件,这是因为:①在进行非线性损伤模拟时容易拆卸和操作;②铝件的质量比较轻,拆除或破坏杆件后结构质量上的变化比较小,可以忽略不计,只考虑刚度的变化即可。其中,连接同一根铝条的2个小钢片尽量保持在同一个水平面上,同一平面内的2个交叉铝件间隔一定的距离,这样能减少结构振动时产生的噪声影响。与振动台的连



(a) 输电塔模型及设备 (b) 模拟呼吸裂缝非线性损伤的方式
(a) Transmission tower model and equipment (b) A method to simulate nonlinear damage of respiratory crack

图5 输电塔振动台实验及模型设备

Fig.5 Shaking table test of transmission tower model and equipment

接方面,塔底的4个支点处分别焊接了4个一定厚度的刚片,将整个结构通过钢片和振动台以螺栓连接的方式固定在一起,以确保固定方式为固结。

本模型实验通过振动台输入符合实验要求且经过巴特沃斯低通滤波器处理过的白噪声数据[16]作为激励,使得输电塔结构产生振动,采用DEWE-TRON加速度采集仪来获得结构的加速度响应。输电塔结构模型每个节点有3个自由度,对应3个方向的加速度响应数据。本实验只考虑模型横截面即水平面的2个相互垂直的方向,即x和y方向的加速度,忽略竖向的加速度。加速度传感器主要布置在节点位置,其中每层的加速度响应只选择1个点进行采集,据此对模型的损伤情况进行识别。图6所示为加速度传感器通道布置,其中上面2层由于作造型,层间距是正常层的一半,因此按照等距离的原则,只在2层之间放置1个加速度传感器。为方便表达,将输电塔结构模型进行杆件编号,用输电塔结构节点在x和y方向上的加速度来代替该层的加速度,对结构进行损伤识别。由于荷载是施加在y方向上的,因此实际只采用了y方向的加速度传感器数据,即通道7~13的数据。输电塔模型损伤识别使用的传感器通道如表1所示。

本实验采用了呼吸裂缝的非线性损伤模拟方式,通过从中间切断交叉杆并外加套筒来实现振动中的变刚度效应。输电塔振动后,通过两断杆的相互接触使刚度变化,从而使时程响应信号具有非线性特征。输电塔结构以节点为基准可划分为8层,由于传感器通道4和10布置在第4层,为了损伤识别方便起见,将第6层和第7层统一合并为以传感器位置为基准的第6层。因此,以传感器顶层位置为基准,重新将输电塔划分为可识别的6层。第4层损

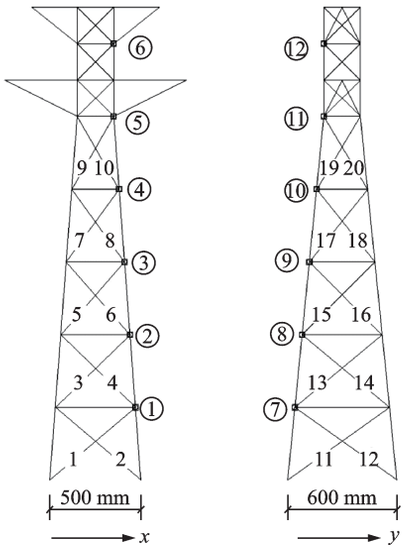


图 6　加速度传感器通道布置

Fig.6　Accelerometer channel layout

表 1　输电塔模型损伤识别的传感器通道

Tab.1　Sensor channel of the transmission tower model for damage identification

传感器通道	加速度方向	所在层数	传感器通道	加速度方向	所在层数
7	y	1	11	y	5
8	y	2	12	y	6
9	y	3	13	y	底层
10	y	4			

伤见图 5(b)。由于输电塔是一个对称结构，为了实验方便起见，采用了对称损伤形式，如杆件 17 损伤，则输电塔对称面相同位置的杆件也同时损伤，故损伤杆件数目为 2。输电塔模型损伤工况设置如表 2 所示。工况 1 第 4 层损伤时底层及 1～6 层加速度时间序列如图 7 所示。

表 2　输电塔模型损伤工况设置

Tab.2　Setting of damage conditions of transmission tower model

工况	构件编号	损伤构件数量	损伤层数
1	17	2	4
2	19	2	5

4.2　损伤识别结果分析

利用输电塔模型振动台实验获取了每一层的加速度响应数据，通过 Eviews 软件和加速度响应数据建立了相应的 GARCH-M 模型，并利用基于该模型的组合指标进行损伤识别。为了进行对比研究，建立了相应的 GARCH 模型及其组合指标。

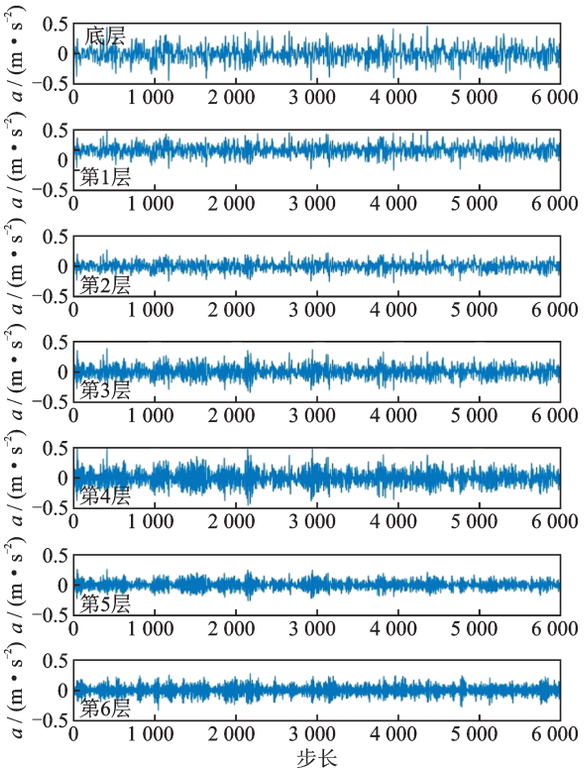


图 7　第 4 层损伤时底层及 1～6 层加速度时间序列

Fig.7　Acceleration time series of bottom layer and one to six layers when the fourth layer is damaged

输电塔模型实验的第 4 层损伤识别结果如图 8 所示。由 2 种模型的识别结果观察到，第 3 层和第 4 层自由度组合指标值均高于其他位置的自由度组合指标值，故可认为基本识别出了损伤位置在第 4 层。将基于 GARCH 模型和基于 GARCH-M 模型组合指标识别结果进行对比可以发现，对于 GARCH-M 模型，其与第 4 层层间刚度更加密切的第 4 层自由度组合指标值明显高于基于 GARCH 模型的对应值，故基于 GARCH-M 模型的识别效果更好。

第 5 层损伤识别结果如图 9 所示。同样，对于第 5 层层间刚度损伤情况，2 种模型均可以基本识别出损伤位置。将 2 种模型的识别结果进行对比可以发现，对于 GARCH-M 模型，其与第 5 层层间刚度更加

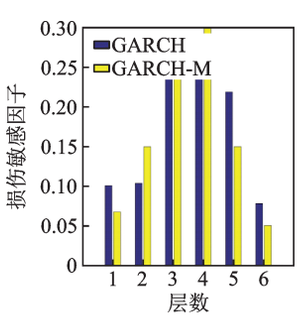


图 8　第 4 层损伤识别结果

Fig.8　Damage identification results of the fourth layer

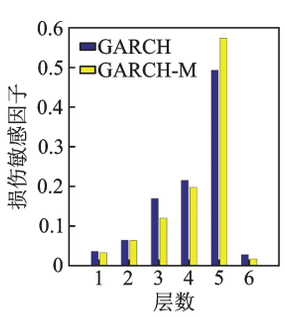


图 9　第 5 层损伤识别结果

Fig.9　Damage identification results of the fifth layer

密切的第5层自由度组合指标值明显高于基于GARCH模型的第5层自由度对应值，故GARCH-M模型的识别效果好于GARCH模型。此外，损伤层的第5层自由度组合指标值远高于其他层，可能与结构在该层的位置是塔头刚度突变位置所造成的叠加效应有关，但不影响损伤识别的结果。

5 结 论

1）基于GARCH-M模型的损伤识别方法仅利用损伤后的加速度响应数据进行损伤识别，就能有效提取非线性信息，而传统的基于AR或ARMA模型的损伤识别方法往往需要损伤前后的数据进行对比。

2）所提出的基于GARCH-M模型和切比雪夫距离的组合指标可以有效识别出非线性损伤层位置。数值计算和实验研究表明，GARCH-M模型的识别结果优于GARCH模型，说明GARCH-M模型对结构的非线性损伤加速度响应时间序列具有更好的适应性，因此该模型更适宜于进行输电塔等工程结构的非线性损伤识别。

3）基于GARCH-M模型的非线性损伤识别方法直接采用加速度响应数据进行损伤识别，其计算过程简单，精度较高，且仅需损伤后的测量数据，因此具有较好的实际意义和应用前景。

参 考 文 献

[1] 罗钧，刘纲，黄宗明. 基于子结构模型剪切型框架结构损伤识别[J]. 振动、测试与诊断，2017，37(2)：294-300. LUO Jun, LIU Gang, HUANG Zongming. Damage detection for shear frame structure based on the substructure ARMAX model[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(2): 294-300. (in Chinese)

[2] CARDEN E P. Vibration based condition monitoring: a review[J]. Structural Health Monitoring, 2004, 3(4): 355-377.

[3] QU C Z, LIAN X W. Damage identification for transmission towers based on HHT[J]. Energy Procedia, 2012, 17: 1390-1394.

[4] CLÉMENT A, LAURENS S. Vibration-based damage detection in a concrete beam under temperature variations using AR models and state-space approaches[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2011, 305(1): 42-48.

[5] 陈柳洁. 基于条件异方差时间序列模型的结构损伤识别[D]. 广州：暨南大学，2011.

[6] 吴令红，熊晓燕. 基于时间序列分析的结构损伤检测[J]. 煤矿机电，2009，29(4)：71-72. WU Linghong, XIONG Xiaoyan. Structural damage detection based on time series analysis[J]. Coal Mine Machinery & Electricity, 2009, 29(4): 71-72. (in Chinese)

[7] 潘红宇. 时间序列分析[M]. 北京：对外经济贸易大学出版社，2005：1-123.

[8] 范剑青，姚琦伟，陈敏. 非线性时间序列：建模预报及应用[M]. 北京：高等教育出版社，2005：1-200.

[9] CHENG J J, GUO H Y, WANG Y S. Structural nonlinear damage detection method using AR/ARCH model[J]. International Journal of Structural Stability and Dynamics, 2017, 17(8): 1750083.

[10] SCHEPPER A D, GOOVAERTS M J. The GARCH (1,1)-M model: results for the densities of the variance and the mean[J]. Insurance Mathematics and Economics, 1999, 24(1): 83-94.

[11] MUSCARELLA M, IAMMARINO M, NARDIELLO D, et al. Dynamic reduction-based structural damage detection of transmission towers: practical issues and experimental verification[J]. Engineering Structures, 2011, 33(5): 1459-1478.

[12] GUSTAVO F D. The time-varying GARCH-in-mean model[J]. Economics Letters, 2017, 157: 129-132.

[13] 陈雪峰，杨志勃，田绍华，等. 复合材料结构损伤识别与健康监测展望[J]. 振动、测试与诊断，2018，38(1)：1-10. CHEN Xuefeng, YANG Zhibo, TIAN Shaohua, et al. A review of the damage detection and health monitoring for composite structures[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(1): 1-10. (in Chinese)

[14] NAIR K K, KIREMIDJIAN A S, LAW K H. Time series-based damage detection and localization algorithm with application to the ASCE benchmark structure[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 291(1/2): 349-368.

[15] ROBERT F E, DAVID M L, RUSSELL P R. Estimating time varying risk premia in the term structure: the Arch-M model[J]. Econometrica, 1987, 55(2): 391-407.

[16] 曾浩. 基于时间序列分析的结构损伤诊断[D]. 武汉：武汉理工大学，2006.



第一作者简介：黄淇，女，1994年4月生，硕士生。主要研究方向为结构损伤识别。

E-mail：644150486@qq.com

通信作者简介：郭惠勇，男，1971年1月生，博士、教授、博士生导师。主要研究方向为钢结构原理、设计及结构优化、工程结构的损伤检测识别。

E-mail：guohy@cqu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.007

含团聚物潮湿细粒煤与弛张筛板耦合振动分析*

唐 建[1,2], 熊晓燕[1,2], 武 兵[1,2], 曹 荣[3]
(1.太原理工大学新型传感器与智能控制教育部重点实验室 太原,030024)
(2.太原理工大学机械与运载工程学院 太原,030024)
(3.晋西工业集团有限责任公司 太原,030027)

摘要 为了明确筛分过程中含团聚物潮湿细粒煤物料群与弛张筛板间的耦合振动规律,首先,通过理论计算推导了单团聚物或物料颗粒与振动筛板碰撞的抛射速度及最大冲击力表达式;其次,构建了含团聚物潮湿细粒煤物料群-非线性弛张筛板的筛分过程联合仿真模型,并通过试验对其有效性进行了验证;最后,采用联合仿真模拟分析了振动参数对物料群与筛板间耦合动力学特性的影响。结果表明:单团聚物或物料颗粒抛射速度及最大冲击力由弛张筛板恢复系数、安装倾角、振动幅值、振动频率及振动角等参数共同决定;稳定筛分过程中,含团聚物潮湿细粒煤物料群非线性时变激励使弛张筛板产生拍振,物料群平均法向速度随筛板振动幅值及振动频率的增大而增大;适当增大筛板振动频率可提高物料群的筛分效率和生产率。研究结果为弛张筛筛分性能的优化及最优工作g值的确定提供了参考。

关键词 潮湿细粒煤物料群;团聚物;弛张筛板;耦合振动;筛分过程
中图分类号 TD452;TH113

引 言

潮湿细粒煤物料群在筛分过程中,容易黏附成团、堵塞筛孔[1],导致筛分过程恶化,筛分效率降低[2]。采用弛张筛对潮湿细粒煤进行深度筛分时,弹性筛板的抛射加速度达30g~50g,有利于单颗粒物料的透筛及团聚物的解聚,具有良好的筛分效果[3],但高g值带来的结构破坏程度加剧的问题不容忽视。筛分过程中,含团聚物潮湿细粒煤物料群与大变形非线性运动筛板间的耦合动力学特性影响并制约着弛张筛的筛分效果及合理g值范围。因此,揭示团聚物、物料颗粒及物料群与大变形非线性运动筛板间的耦合作用机理,对弛张筛工作g值的降低及筛分性能的优化具有重要的意义。

目前,针对颗粒物料振动筛分过程的研究主要是利用离散元与多体动力学双向耦合的数值模拟方法[4-5],分析不同激振及筛板参数下[5-8]非线性弹性筛板及其上单颗粒物料群的动力学特性,并基于筛分效果进行单因素及多因素参数优化[9-10]。为明确物料群颗粒润湿性对筛分过程的影响,Fernandez等[11]采用光滑粒子流体动力学与离散元耦合方法模拟湿颗粒物料群的透筛行为,分析了湿颗粒物料黏性及入料速度等对筛分行为的影响。然而,上述研究均未考虑潮湿细粒煤物料群中外在水分的分布状态及细颗粒的团聚行为。

潮湿细粒煤外在水分以物理吸附方式与煤颗粒相结合,当含水量为7%~14%时,水在煤颗粒间以摆状液桥形式存在,颗粒间液桥力是团聚现象产生的主要原因[12-13]。筛分过程中,潮湿细粒煤团聚物与筛板发生碰撞,接触颗粒弹塑性变形产生的作用力传递至团聚物内部,打破了团聚物颗粒运动的一致性,使团聚物发生解聚[14-15]。现有关于潮湿细粒煤团聚物与筛板碰撞解聚过程的研究,一方面是基于颗粒动力学模拟;另一方面是基于试验方法,结合高速摄像机拍摄的图片,对以大颗粒为载体的潮湿细粒煤团聚体与壁面碰撞后细粒煤从大颗粒煤表面飞离过程进行了分析[16]。焦杨等[17]采用线性接触模型、库仑滑移接触模型及平行黏结模型组合描述颗粒间液桥力,模拟了包衣结构潮湿细粒煤团聚物与壁面碰撞解聚的物理过程。Chen等[18]采用考虑毛细管力和黏性力的液桥模型描述颗粒间的相互作用,对潮湿细粒团聚体与刚性表面间的碰撞过程进行了数值模拟。翟酉湘等[19]采用bonding模型描述

* 国家自然科学基金资助项目(51775364)
收稿日期:2021-08-25;修回日期:2021-10-15

颗粒间液桥行为，模拟了潮湿等径细粒团聚物与柔性筛板的碰撞行为。上述研究针对潮湿细粒团聚物与静止壁面或筛板碰撞解聚模式、细颗粒分离过程及碰撞速度、旋转速度和筛板倾角对解聚过程的影响进行了定性分析；但对于实际筛分过程而言，没有考虑筛板运动在团聚物的碰撞解聚过程中的作用。

笔者通过理论计算，推导了筛分过程中单团聚物或物料颗粒与弛张筛大变形非线性运动筛板碰撞的抛射速度及最大冲击力表达式。考虑到含团聚物潮湿细粒煤物料群运动与筛板运动间复杂的耦合关系，采用联合仿真对不同振动参数下物料群与筛板间的耦合振动特性进行了模拟分析。

1 单团聚物及物料颗粒碰撞理论分析

单个团聚物或物料颗粒与安装倾角为 α 的弛张筛板非弹性碰撞过程如图 1 所示。$\overset{\frown}{AB}$ 表示弛张筛板，长度为 $2s$，两端 A，B 分别固定在弛张筛浮动筛框及固定筛框上，建立坐标系 Oxy，则 A 端、B 端坐标分别为 (x_A, y_A) 和 $(x_B, 0)$。$\overset{\frown}{BC}$ 包含 $\overset{\frown}{AB}$ 和延长 $\overset{\frown}{AC}$，关于 y 轴对称，团聚物或物料颗粒与弛张筛板接触碰撞位置坐标为 (x, y)。

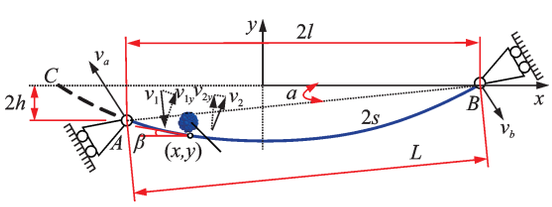


图 1 团聚物或物料颗粒与弛张筛板接触碰撞过程示意图

Fig.1 Contact-collision process diagram of the agglomerate or material particle with the screen panel

筛分过程中，弛张筛板 (x, y) 处的挠度[20]可基于悬链线模型表示为

$$y=a\left\{\cosh\left(\frac{x}{a}\right)-\cosh\left[\frac{l}{a}+\operatorname{arcsinh}\left(\frac{h}{\sqrt{s^2-h^2}}\right)\right]\right\} \tag{1}$$

其中：l 和 h 分别为 A，B 间沿 x 方向和 y 方向的距离的一半。

a 可通过求解非线性方程(2)得到

$$\sqrt{s^2-h^2}=a\sinh\left(\frac{l}{a}\right) \tag{2}$$

由图 1 中筛板变形的几何特征可得 A，B 间的直线距离 $L^2=(2l)^2+(2h)^2$，且

$$\begin{cases} l=\dfrac{1}{2}(L\cos\alpha-x_1+x_2) \\ h=\dfrac{1}{2}(L\sin\alpha+y_1-y_2) \end{cases} \tag{3}$$

其中：$\{x_1, y_1\}$，$\{x_2, y_2\}$ 分别为 A 端、B 端沿 x 方向和 y 方向的位移，与浮动筛框与固定筛框的运动规律保持一致。

$$\begin{cases} x_1=A_1\cos\omega t \\ y_1=B_1\cos\omega t \\ x_2=A_2\cos\omega t \\ y_2=B_2\cos\omega t \end{cases} \tag{4}$$

其中：A_1，A_2 分别为浮动筛框与固定筛框沿 x 方向的位移幅值；B_1，B_2 分别为浮动筛框与固定筛框沿 y 方向的位移幅值；ω 为筛框的振动频率。

由上述可知，l，h 和 a 均为时间 t 的函数。l 和 h 的 1 阶导数可表示为

$$\begin{cases} l'=\dfrac{1}{2}(A_1-A_2)\omega\sin(\omega t) \\ h'=\dfrac{1}{2}(B_2-B_1)\omega\sin(\omega t) \end{cases} \tag{5}$$

令 $Q=\operatorname{arcsinh}\left(\dfrac{h}{\sqrt{s^2-h^2}}\right)+\dfrac{l}{a}$，$R=ah'\sqrt{\dfrac{s^2}{s^2-h^2}}+l'\sqrt{s^2-h^2}$，筛板沿 y 方向的速度可表示为

$$y'=a'\left[\cosh\left(\frac{x}{a}\right)-\cosh Q-\frac{x}{a}\sinh\left(\frac{x}{a}\right)\right]+\frac{\sinh Q}{a\sqrt{s^2-h^2}}\left[la'\sqrt{s^2-h^2}-aR\right] \tag{6}$$

当团聚物或物料颗粒与筛板发生非弹性碰撞时

$$v_{2y}-v_y=-e_y(v_{1y}-v_y) \tag{7}$$

其中：v_y 为筛板 (x, y) 处的法向速度，且 $v_y=y'\cos\beta$，β 为筛板 (x, y) 处切线与 x 轴间的夹角，由筛板挠度 y 及安装倾角 α 共同决定；e_y 为筛板的法向恢复系数；v_{1y} 为团聚物与筛板发生接触碰撞前沿筛板法向速度分量，且 $v_{1y}=v_1\cos\beta$，v_1 为团聚物或物料颗粒与筛板接触碰撞的速度；v_{2y} 为团聚物与筛板发生接触碰撞后沿筛板法向速度分量或物料颗粒碰撞抛射速度沿筛板法向分量。

根据式(7)可得

$$v_{2y}=-e_yv_{1y}+(1+e_y)v_y=-e_yv_1\cos\beta+(1+e_y)y'/\cos\beta \tag{8}$$

实际筛分过程中，团聚物与筛板碰撞发生解聚，而物料颗粒与筛板碰撞被抛射，因此根据式(8)，团聚物接触碰撞后的等效速度或物料颗粒的碰撞抛射速度为

$$v_2 = v_{2y}/\cos\beta = -e_y v_1 + (1+e_y)\, y'/\cos^2\beta \quad (9)$$

假设团聚物或物料颗粒与弛张筛板在 t_1 时刻发生接触碰撞，接触碰撞过程 Δt 内，团聚体或物料颗粒动量变化受自身重力和冲击力的影响，根据动量定理可得

$$m(v_{2y}-v_{1y}) = \int_{t_1}^{t_1+\Delta t} F(t)\,\mathrm{d}t - \int_{t_1}^{t_1+\Delta t} mg\cos\beta\,\mathrm{d}t = \overline{F}(t)\Delta t - mg\cos\beta\,\Delta t \quad (10)$$

其中：m 为团聚物或物料颗粒的质量；$\overline{F}(t)$ 为接触碰撞时间 Δt 内的平均冲击力。

Δt 的计算公式[21]可通过试验方法获得

$$\Delta t = \frac{1}{100}\left(0.097mg + 2.21H + \frac{0.09g}{v_{1y}^2} + 1.2\right) \quad (11)$$

其中：H 为筛板因团聚物或物料颗粒碰撞导致的变形量。

设最大冲击力 $F_{\max} = k\overline{F}(t)$，由式(10)和式(11)可知，团聚物或物料颗粒与筛板接触碰撞时间 Δt 内的最大冲击力可表示为

$$F_{\max} = \frac{100km(1+e_y)(y'/\cos\beta - v_1\cos\beta)}{0.097mg + 2.21H + \dfrac{0.09g}{v_1^2\cos^2\beta} + 1.2} + kmg\cos\beta \quad (12)$$

筛分过程中，团聚物的解聚程度或物料颗粒在筛板上的运动规律均与碰撞最大冲击力 $F_{\max}$ 和抛射速度 v_2 有关。结合式(6)、式(9)和式(12)可知，最大冲击力 $F_{\max}$ 和抛射速度 v_2 受弛张筛板材料、安装倾角、振动幅值、振动频率及振动角等参数的共同影响，可通过调节上述参数，改变单个团聚物或物料颗粒与筛板作用的动力学特性。

2　筛分过程联合仿真模型构建

筛分过程中，含团聚物潮湿细粒煤物料群在弛张筛非线性筛板上的运动相当复杂，其中涉及物料颗粒与团聚物相互碰撞及物料群与筛板的非线性耦合运动特性，仅根据单团聚物及物料颗粒碰撞理论分析结果无法充分描述。为此，笔者利用 RecurDyn 多体动力学软件模拟筛板的复杂非线性运动，利用 EDEM 离散元软件构建含团聚物潮湿细粒煤物料群离散元模型，将二者优势相结合，通过联合仿真对含团聚物潮湿细粒煤物料群筛分过程进行模拟。

2.1　含团聚物潮湿细粒煤物料群离散元模型的建立

潮湿细粒煤物料群离散元模型包括单颗粒物料群模型和团聚物模型。

单颗粒物料群模型由易筛颗粒、难筛颗粒、阻碍颗粒和筛上颗粒组成，单颗粒物料群的颗粒组成如表 1 所示，包括粒径范围、与筛孔的相对粒度及初始质量百分比。

表 1　单颗粒物料群的颗粒组成

Tab.1　Composition of wet fine coal material group

颗粒类型	相对粒度	粒径范围/mm	质量百分比/%
易筛颗粒	<0.75	0～4.5	50.5
难筛颗粒	0.75～1.00	4.5～6	15.0
阻碍颗粒	1.00～1.50	6～9	7.5
筛上颗粒	>1.50	9～40	27.0

团聚物模型采用壁面挤压方式构建团聚物多粒度内聚颗粒群，通过颗粒替换方法，赋予团聚物颗粒群初始位置及速度信息。

假设团聚物中各液桥含液量恒定，忽略颗粒间动态液桥力，团聚物离散元模型中颗粒间液桥作用可基于 Mikami 等[22]提出的液桥模型(见图 2)，通过 EDEM 二次开发编译 Hertz-Mindlin with Liquid Bridge 接触模型来描述。当颗粒间距未达到液桥临界断裂距离时，颗粒间无量纲静态液桥力的回归表达式为

$$\hat{F}_c = \exp(A\hat{h} + B) + C \quad (13)$$

参数 A，B，C 可分别表示为

$$A = -1.1\hat{V}^{-0.53} \quad (14)$$

$$B = (-0.34\ln\hat{V} - 0.96)\theta^2 - 0.019\ln\hat{V} + 0.48 \quad (15)$$

$$C = 0.004\,2\ln\hat{V} + 0.007\,8 \quad (16)$$

其中：θ 为颗粒与填隙液体的固-液接触角；$\hat{h}$ 为颗粒间无量纲分离距离的 1/2，$\hat{h} = h/R_{\mathrm{eff}}$，$R_{\mathrm{eff}}$ 为等效半径；$\hat{V}$ 为无量纲液桥体积，$\hat{V} = V/R_{\mathrm{eff}}^3$，$V$ 为颗粒间液桥体积，且 $V = V_1 + V_2$。

对于颗粒半径分别为 R_1 和 R_2 的不等径球体，有

$$R_{\mathrm{eff}} = 2R_1R_2/(R_1+R_2) \quad (17)$$

$$V_1 = \frac{L_1}{2}\left(1 - \sqrt{1 - \frac{R_1^2}{(R_1+R_2)^2}}\right) \quad (18)$$

$$V_2 = \frac{L_2}{2}\left(1 - \sqrt{1 - \frac{R_2^2}{(R_1+R_2)^2}}\right) \quad (19)$$

其中：L_1，L_2 分别为分布在颗粒 1 和颗粒 2 表面的总液体体积[23]。

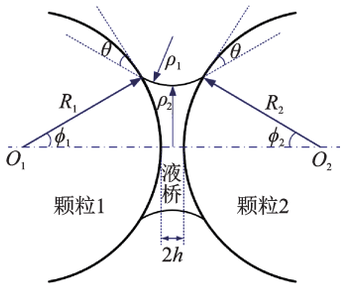


图 2 液桥模型

Fig.2 Model of the liquid bridge

团聚物与弛张筛板发生碰撞,导致内聚颗粒运动的一致性被打破,颗粒间液桥发生拉伸断裂。颗粒间液桥的稳定性由液桥临界断裂距离 $2\hat{h}_c$ 来判定,当颗粒间距超过液桥临界断裂距离时,液桥被破坏,液桥力作用消失。采用等效半径 R_{eff} 计算液桥临界断裂距离为

$$2\hat{h}_c=(1.24\theta+1.98)\hat{V}^{0.34}R_{\text{eff}} \tag{20}$$

仿真过程中,当计算至预定黏结时刻时,系统调用 Hertz-Mindlin with Liquid Bridge 接触模型,团聚物内聚颗粒间按照式(20)中的临界断裂距离 $2\hat{h}_c$ 产生液桥力黏结,构建团聚物模型。Hertz-Mindlin with Liquid Bridge 接触模型的具体参数如表 2 所示,其中含水量为潮湿细粒煤物料外在水分质量与总质量的比值。

表 2 Hertz-Mindlin with Liquid Bridge 接触模型参数

Tab.2 Parameters of Hertz-Mindlin with Liquid Bridge contact model

参数	数值
填隙液体表面张力/(N•m^{-1})	0.073
固-液接触角/(°)	60
填隙液体密度 /(kg•m^{-3})	1 000
含水量/%	14

本研究采用弛张筛板分级粒度为 6 mm,考虑到实际筛分过程中小于筛孔尺寸的团聚物对筛分错配率影响不大,团聚物离散元模型直径参考理论筛上物的尺寸范围。为了保证解聚后的团聚物颗粒可充分透筛,内聚颗粒尺寸参考理论筛下物尺寸范围。结合实际待筛分潮湿细粒煤物料中团聚物的尺寸,选取团聚物离散元模型直径为 15 mm,内聚颗粒粒度分别为 6,4 和 2 mm,仿真生成各粒度内聚颗粒对应的质量百分比为 5.9%,23.5% 和 70.6%,团聚物质量为理论筛上物质量的三分之一,占潮湿细粒煤物料群总质量的 15%。

2.2 物料群-筛板耦合模型及联合仿真参数的设定

筛分过程联合仿真模型如图 3 所示。弛张筛弹性筛板两端分别与固定筛框与浮动筛框相连,在偏心激振器的驱动下,固定筛框与浮动筛框相对运动,带动筛板周期性弛张运动。弛张筛板采用近似柔性化模型模拟其筛分过程中的大挠度变形,采用如式(21)所示的 Mooney-Rivlin 模型来描述其非线性材料聚氨酯属性

$$U=\text{Coef}(1)\left(\bar{I}_1-3\right)+\text{Coef}(2)\left(\bar{I}_2-3\right)+(J-1)/D_1 \tag{21}$$

其中:U 为应变势能;$\bar{I}_1$ 与 $\bar{I}_2$ 为用来描述扭转特性的第 1 和第 2 应变不变量;Coef(1)与 Coef(2)为剪切特性参数,Coef (1)=4.6×10^5 Pa,Coef(2)=1.2×10^5 Pa;D_1 为压缩系数,$D_1=10^{-6}$ m^2/N。

联合仿真过程中,物料群单颗粒间碰撞调用 Hertz-Mindlin 接触模型计算相互作用,单颗粒与边界(筛框及筛板)碰撞调用 Hertz-Mindlin (no slip)接触模型计算相互作用,具体接触参数及材料属性如表 3,4 所示。当团聚物与筛板碰撞解聚后,解聚颗粒成为单颗粒物料群的一部分。

表 3 接触参数

Tab.3 Contact parameters

碰撞类型	恢复系数	静摩擦因数	滚动摩擦因数
煤颗粒-煤颗粒	0.35	1.16	0.10
煤颗粒-筛板(聚氨酯)	0.40	0.50	0.01
煤颗粒-筛框(20 钢)	0.20	0.50	0.01

表 4 材料属性

Tab.4 Material properties

材料	密度/(kg•m^{-3})	泊松比	剪切模量/Pa
煤炭	1 300	0.300	1.0×10^9
聚氨酯(70HS)	1 200	0.499	1.157×10^6
20 钢	7 850	0.300	7.692×10^{10}

弛张筛多体动力学模型与含团聚物潮湿细粒煤物料群离散元模型间通过 RecurDyn 与 EDEM 的耦合接口进行数据交换,同时,弛张筛及物料群颗粒的动力学信息循环迭代、不断更新,模拟弛张筛上含团聚物潮湿细粒煤物料筛分过程。模拟过程中,弛张筛的启动时间为 0~0.5 s,停机时间为 4.5~5 s,物料群的落料时间为 0~2.5 s。弛张筛板的振动参数通过激振力调节。

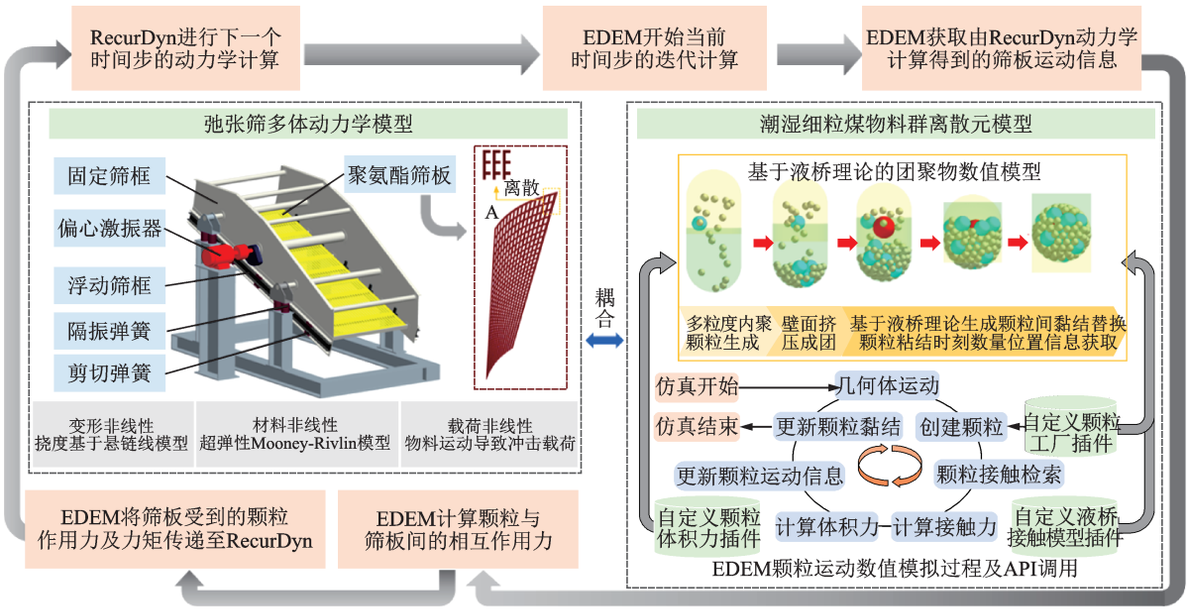


图 3　筛分过程联合仿真模型

Fig.3　Co-simulation model of screening process

3　仿真模型试验验证

为了验证图 3 所示含团聚物潮湿细粒煤筛分过程数值模拟的有效性,基于图 4 搭建的弛张筛筛分过程模拟试验台,分别对单颗粒物料群与团聚物筛分过程进行模拟。考虑到筛分过程的随机性,单纯筛分结果数值比较缺乏可靠性,因此针对图 4 所示的筛板 1(表面光滑)和筛板 2(表面有均匀分布的凸起)分别进行筛分过程模拟,从单颗粒物料群筛分效率和团聚物解聚程度两方面,就相同条件下仿真结果趋势与试验结果趋势的一致性进行对比。

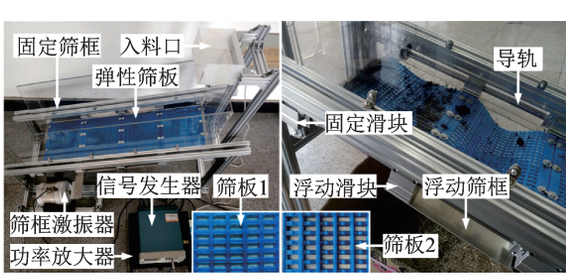


图 4　筛分过程模拟试验台

Fig.4　Experiment platform of the screening process

如图 4 所示,试验台采用滑块-导轨结构,固定筛框、浮动筛框分别与固定滑块、浮动滑块相连。固定滑块固定在导轨上,浮动滑块在激振力作用下沿导轨往复运动,与固定滑块产生相对运动,带动两端分别与固定筛框、浮动筛框相连的弹性筛板作周期性弛张运动。筛板的分级粒度为 6 mm。试验过程中,浮动滑块在激振力作用下,谐振频率为 13.5 Hz,振幅为 2.9 mm。待筛分物料由筛板上方 500 mm 处入料口下落至筛板入料端进行筛分作业。

3.1　单颗粒物料群筛分效率对比

单颗粒物料群的筛分效率为实际筛下物质量与理论筛下物质量之比,即

$$\eta=\frac{Q_1}{Q\dfrac{a}{100}}\times 100\%=\frac{b100(a-c)}{a(100-c)}\times 100\% \quad (22)$$

其中:Q_1 为实际筛下物质量;Q 为入筛物料质量;a 为待筛分物料中小于筛孔尺寸的颗粒百分含量;c 为筛上物中小于筛孔尺寸的颗粒百分含量;b 为筛上物与筛下物质量之和与入筛物料质量的比值。

试验中待筛分单颗粒物料群质量为 1 600 g,易筛颗粒、难筛颗粒、阻碍颗粒和筛上颗粒粒径及质量百分比与表 1 相同,质量分别为 808,240 ,120 和 432 g。筛分结束后使用 4.5,6.0 和 9.0 mm 的标准筛对筛上物和筛下物的粒度组成、质量及质量百分比进行统计,结果如图 5 所示。由于实际筛分过程存在物料颗粒损失,同一粒级颗粒筛上物和筛下物质量百分比之和无法达到 100%。

仿真模拟与试验模拟获得的筛分效率对比如表 5 所示,两者结果一致,即筛板 2 对应的 c 值小于筛板 1,η 值高于筛板 1。表明采用筛板 2,筛上物中理论筛下物比例更小,错配率更低,筛分效率更高。

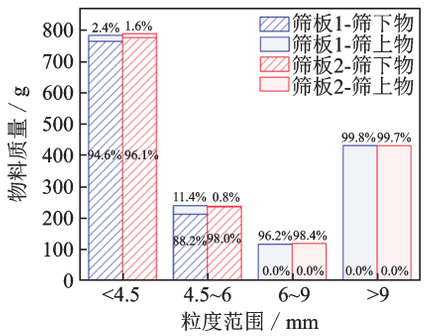


图 5 单颗粒物料群-筛上物、筛下物的统计结果

Fig.5 The statistical results of bulk materials-compositions of screening products

表 5 筛分效率对比

Tab.5 Comparison of screening results

模拟	筛板	a/%	c/%	b	η/%
仿真	1	65.50	16.73	1.000 0	89.42
	2	65.50	2.48	1.000 0	98.66
试验	1	65.50	7.91	0.981 0	93.13
	2	65.50	2.57	0.984 4	96.56

3.2 团聚物解聚程度对比

对于数值模拟，团聚物碰撞解聚程度采用黏结残量 v 来描述，即残余黏结键数与初始黏结键数的比值。团聚物的黏结残量与解聚程度呈负相关，黏结残量越小，解聚程度越大。由于试验无法直观获得团聚物内部黏结键的断裂情况，故采用解聚后颗粒的粒度分布规律来表征解聚程度。

考虑到实际团聚物颗粒粒度、含水量及宏观尺寸等在一定范围内存在随机性，试验过程中为保证团聚物的一致性，便于结果统计与对比分析，根据数值模拟中煤颗粒粒度及质量百分比配置试验团聚物煤样，参考表 2 中含水量值，风干后煤样按照 14% 的含水量配入一定体积的纯净水并搅拌均匀，利用球形容器制备直径约为 15 mm 的团聚物。

试验选取团聚物数量为 150，总质量为 286 g。筛分结束后，使用 1，2，4，6 和 9 mm 的标准筛分别对筛上物和筛下物的粒度组成、质量及质量百分比进行统计，结果如图 6 所示。

团聚物碰撞解聚后内聚颗粒粒度分布服从两参数 Weibull 模型，即

$$W = 1 - \exp\left[-\left(d_k/d_0\right)^{m_0}\right] \tag{23}$$

其中：d_k 为颗粒粒度，指颗粒可通过的最小筛孔尺寸；d_0 为 Weibull 分布的尺度参数，用来表示解聚程度，d_0 越大，解聚越困难；m_0 为解聚特性指数，即 Weibull 模量，表示粒度分布的离散程度，m_0 越小，粒度分布的离散性越高；W 表示筛孔尺寸为 d_k 时，筛下物质量与物料总质量的比值，即筛孔尺寸为 d_k 时筛下物的累计概率。

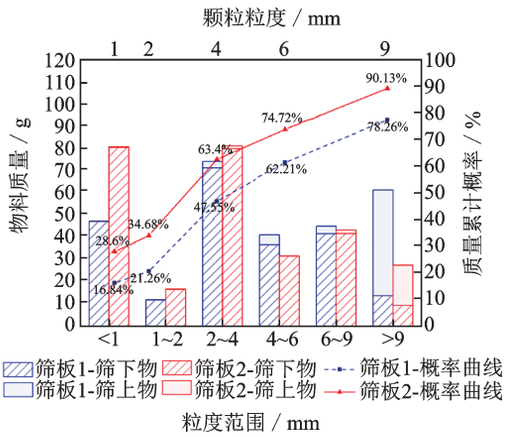


图 6 团聚物-筛上物、筛下物的统计结果

Fig.6 The statistical results of agglomerates-compositions of screening products

对式(23)进行对数变换，得到粒度小于筛孔直径 d_k 颗粒的质量累计概率分布函数为

$$F_W(d_k) = m_0 \ln d_k - m_0 \ln d_0 \tag{24}$$

基于图 6 所示的团聚物碰撞解聚质量累计概率曲线，并结合式(24)计算对数累积概率，绘制如图 7 所示的团聚物碰撞解聚粒度分布散点图及拟合曲线。根据拟合曲线方程，获得了筛板 1 和筛板 2 团聚物解聚程度参数 d_0 和解聚特性指数 m_0，其碰撞解聚程度对比如表 6 所示。

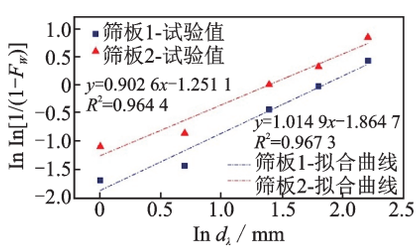


图 7 团聚物碰撞解聚粒度分布及曲线拟合

Fig.7 Size distribution of the disaggregated particles with impacts and the curve fitting

表 6 团聚物碰撞解聚程度对比

Tab.6 Comparison of disaggregated degrees of agglomerates with impacts

筛板	仿真	试验	
	v/%	m_0	d_0
1	24.06	1.014 9	6.279 7
2	15.94	0.902 6	3.999 2

由表 6 中的仿真模拟结果可知，筛板 2 团聚物的黏结残余值更小，即采用筛板 2 时团聚物的解聚程度更高。对比试验结果，筛板 2 团聚物的解聚程

度参数 d_0 和解聚特性指数 m_0 均小于筛板 1 的对应值，即采用筛板 2，团聚物在筛分过程中更易解聚，解聚颗粒粒度分布离散程度更高，解聚效果更好。

综上，筛板 2 的筛分性能优于筛板 1，仿真结果趋势在单颗粒物料群筛分效果和团聚物碰撞解聚程度两方面，均与试验结果趋势相吻合，证明了含团聚物潮湿细粒煤筛分过程联合仿真模型的有效性。

4　耦合振动特性仿真分析

仿真模拟 0.5 s 和 2.6 s 时，含团聚物潮湿细粒煤物料群筛分的状态，如图 8 所示。

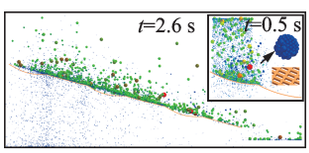


图 8　潮湿细粒煤物料群筛分过程的仿真模拟

Fig.8　Screening process simulation of moist fine coal material group

筛分过程中，含团聚物潮湿细粒煤物料群与筛板间的耦合作用决定了最终的筛分效果。对于一个确定的弛张筛，当落料高度、筛板材料及安装倾角等参数一定时，物料群的运动状态受筛板振动强度 K_v 的影响，K_v 由振动幅值 A 和振动频率 ω 决定，即

$$K_v = A\omega^2/g \tag{25}$$

为了研究筛板振动幅值及振动频率对含团聚物潮湿细粒煤物料群筛分过程动力学特性的影响，基于建立的筛分过程联合仿真模型，模拟分析了不同振动幅值及振动频率下筛板-物料群的耦合运动及筛分效果。

4.1　振动幅值的影响

为了保证筛分过程中筛板具有较大抛射加速度，根据弛张筛振动特性[20]，选取筛板振动频率为 13 Hz。图 9～11 为不同振动幅值下，筛板中点法向速度、物料群平均法向速度、筛分效率及生产率，此处振动幅值为筛分过程中筛板中点的最大幅值。

由图 9 可知，4～4.5 s 稳定筛分过程中，物料群颗粒运动产生的时变激励使筛板产生拍振，筛板中点法向速度的最大值及波动程度均随振动幅值的增大而增大。

由图 10 可知，启动阶段的物料群颗粒平均法向速度与振幅成反比；落料阶段的物料群颗粒运动的复杂性及非线性性增强，物料群颗粒平均法向速度波动随着振动幅度的增大而增大；2.5 s 后落料结束，筛板上物料颗粒数量不再增加，由于此时部分物料颗粒已完成透筛，筛板上颗粒数量及相互间碰撞减少，平均法向速度取决于筛板振动强度，因此随筛板振幅的增大而增大。

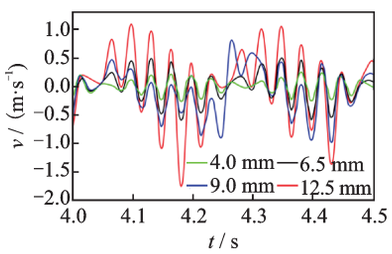


图 9　不同振动幅值下筛板中点法向速度

Fig.9　Velocities of the screen panel's midpoint under different vibration amplitudes in the normal direction

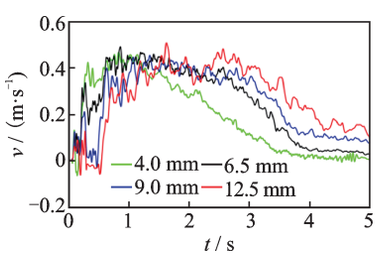


图 10　不同振动幅值下物料群平均法向速度

Fig.10　Average velocity of material group under different vibration amplitudes in the normal direction

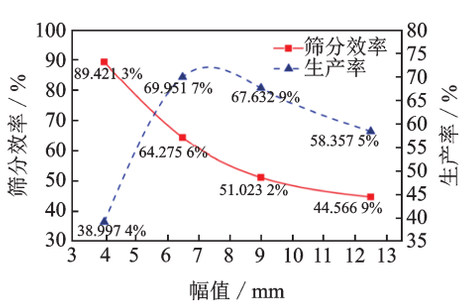


图 11　不同振动幅值下物料群的筛分效率及生产率

Fig.11　Screening efficiencies and production ratios of material group under different vibration amplitudes

由图 11 可知，筛板振幅在 6.5～12.5 mm 范围内时，物料群的筛分效率和生产率均随筛板振动幅值的增大而减小。这是因为：①筛板振幅越大，稳定筛分阶段物料群颗粒的法向平均速度越大，颗粒在筛板上方停留时间越长，触筛次数越少，透筛概率及筛分效率越低；②物料群颗粒较大的平均法向速度导致其竖直方向较大的抛射行程，单位时间内处理量及生产率较低；③筛板振动幅值的增大会加剧物料群颗粒运动的混乱度，影响筛分效率和生产率。当筛板振幅为 4 mm 时，物料群筛分效率最高，生产率最低，这是由于物料群颗粒沿筛板排料方向运动速度过小导致的。

4.2 振动频率的影响

图 12～14 为当筛板振动幅值为 4 mm 时，不同振动频率下，筛板中点法向速度、物料群平均法向速度、筛分效率及生产率。

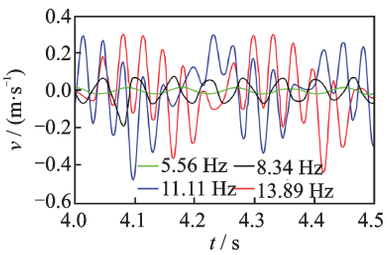


图 12 不同振动频率下筛板中点法向速度

Fig.12 Velocities of the screen panel's midpoint under different vibration frequencies in the normal direction

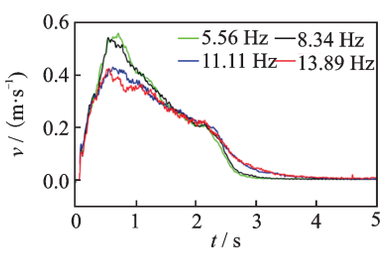


图 13 不同振动频率下物料群平均法向速度

Fig.13 Average velocity of material group under different vibration frequencies in the normal direction

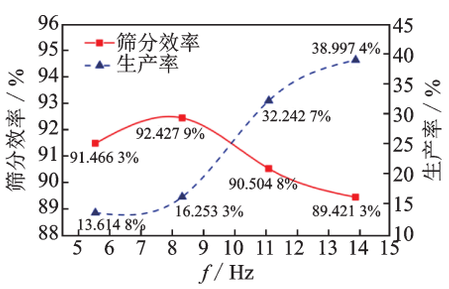


图 14 不同振动频率下物料群的筛分效率及生产率

Fig.14 Screening efficiencies and production ratios of material group under different vibration frequencies

由图 12 可知，4.0～4.5 s 稳定筛分过程中，筛板中点法向速度的最大值及波动程度与振动频率成正比。

由图 13 可知，启动及落料阶段，物料群颗粒的平均法向速度逐渐增大，由于较大的振动频率会增加因物料群颗粒与筛板的接触碰撞运动抵消造成能量损耗的几率，导致物料群颗粒动能减小，因此筛板上物料颗粒平均法向速度的最大值与振动频率成反比；2.5 s 后落料结束，筛板上物料颗粒数量不再增加，颗粒运动逐渐趋于一致，物料群平均法向速度取决于筛板提供的振动强度，因此随筛板振动频率的增大而增大。

由图 14 可知，振动频率在 8.34～13.89 Hz 范围内时，物料群的筛分效率随振动频率的增大而减小，生产率随振动频率的增大而增大。这是因为较低的振动频率可使物料群颗粒在落料阶段获得较大的平均法向速度，有利于团聚物碰撞解聚，促进易筛颗粒分层透筛。同时，稳定筛分过程中，振动频率越低，物料群颗粒平均法向速度越小，物料群颗粒触筛次数越多，透筛概率越高。当振动频率为 5.56 Hz 时，物料群颗粒过高的平均法向速度对整个筛分过程的不利影响超过了对落料阶段的有利影响，导致最终筛分效率较低。对于整个筛分过程而言，振动频率的增大，有利于加快物料筛分速度，故相同筛分作业时间获得的生产率较大。

5 结 论

1）单团聚物或物料颗粒与弛张筛板碰撞抛射速度及最大冲击力受弛张筛板材料、安装倾角、振动幅值、振动频率及振动角等参数的共同影响。

2）稳定筛分过程中，物料群颗粒运动产生的时变激励使筛板产生拍振，筛板中点的最大法向速度与振动幅值及振动频率均成正比。物料群颗粒运动呈现明显的非线性特性，较大的振动幅值与振动频率会加剧物料群颗粒运动的混乱程度，物料群颗粒的平均法向速度与振动幅值及振动频率均成正比。

3）在 6.5～12.5 mm 振动幅值及 8.34～13.89 Hz 振动频率范围内，物料群的筛分效率与振动幅值与振动频率成反比；生产率与振动幅值成反比，与振动频率成正比。相同振动频率下，振动幅值从 6.5 mm 增加到 12.5 mm，筛分效率减小了 19.708 7%，生产率减小了 11.594 2%；相同振动幅值下，振动频率从 8.34 Hz 增至 13.89 Hz，筛分效率减小了 3.006 6%，生产率增大了 22.744 1%。

参 考 文 献

[1] 陶秀祥，赵跃民，杨国华，等. 潮湿细粒煤炭筛分过程堵孔机理的研究[J]. 煤炭学报，2000，25(2)：196-199. TAO Xiuxiang，ZHAO Yuemin，YANG Guohua，et al. Study on mechanism of aperture blinding in the screening of moist fine coal[J]. Journal of China Coal Society，2000，25(2)：196-199. (in Chinese)

[2] CLEARY P W，WILSON P，SINNOTT M D. Effect of particle cohesion on flow and separation in industrial vibrating screens[J]. Minerals Engineering，2018，119：191-204.

[3] ZHENG G F，ZHU J B，XIA W D，et al. Banana flip-

flow screen benefits coal preparation[J]. Filtration+Separation，2016，53(4)：38-41.

[4] PENG L P，JIANG H S，CHEN X H，et al. A review on the advanced design techniques and methods of vibrating screen for coal preparation[J]. Powder Technology，2019，347：136-147.

[5] 张新．基于双电机协同驱动弛张筛面的动态特性研究[D]．太原：太原理工大学，2019.

[6] JIANG H S，DUAN C L，WU J D，et al. Kinematics characteristics of the vibrating screen with rigid-flexible screen rod and the behavior of moist coal particles during the dry deep screening process[J]. Powder Technology，2017，319：92-101.

[7] ZHOU Z G，HUANG L，JIANG H S，et al. Kinematics of elastic screen surface and elimination mechanism of plugging during dry deep screening of moist coal[J]. Powder Technology，2019，346：452-461.

[8] JIANG H S，YU S J，PAN M，et al. Effect of excitation parameters on motion characteristics and classification performance of rigid-flexible coupled elastic screen surface for moist coal[J]. Advanced Powder Technology，2020，31(3)：1196-1208.

[9] PAN M，DUAN C L，TANG L G，et al. Kinematics of a novel screen surface and parameter optimization for steam coal classification[J]. Powder Technology，2020，364：382-391.

[10] JIANG H S，WANG W N，ZHOU Z G，et al. Simultaneous multiple parameter optimization of variable-amplitude equal-thickness elastic screening of moist coal[J]. Powder Technology，2019，346：217-227.

[11] FERNANDEZ J W，CLEARY P W，SINNOTT M D，et al. Using SPH one-way coupled to DEM to model wet industrial banana screens[J]. Minerals Engineering，2011，24(8)：741-753.

[12] 赵跃民，陈惜明，朱红，等．潮湿细粒物料的粘附模型研究[J]．煤炭学报，2000，25(4)：430-433.
ZHAO Yuemin，CHEN Ximing，ZHU Hong，et al. Study on moist fine materials′ adhering model[J]. Journal of China Coal Society，2000，25(4)：430-433.(in Chinese)

[13] 赵跃民，陈惜明，朱红．潮湿细粒物料的透筛粘附模型[J]．中国矿业大学学报，2000，29(2)：120-123.
ZHAO Yuemin，CHEN Ximing，ZHU Hong. Adhesive model of screening fine moist material[J]. Journal of China University of Mining & Technology，2000，29(2)：120-123.(in Chinese)

[14] THORNTON C，LIU L. How do agglomerates break?[J]. Powder Technology，2004，143/144：110-116.

[15] FU J，REYNOLDS G K，ADAMS M J，et al. An experimental study of the impact breakage of wet granules[J]. Chemical Engineering Science，2005，60(14)：4005-4018.

[16] 焦杨，章新喜，孔凡成．湿煤聚团碰撞破碎模式及分离机制[J]．中国矿业大学学报，2015，44(1)：156-163.
JIAO Yang，ZHANG Xinxi，KONG Fancheng. Impact failure patterns and separation mechanics of the wet coal agglomerates[J]. Journal of China University of Mining and Technology，2015，44(1)：156-163.(in Chinese)

[17] 焦杨，章新喜，孔凡成，等．湿颗粒聚团碰撞解聚过程的离散元法模拟[J]．物理学报，2015，64(15)：320-329.
JIAO Yang，ZHANG Xinxi，KONG Fancheng，et al. Discrete element simulation of impact disaggregation for wet granule agglomerate[J]. Acta Physica Sinica，2015，64(15)：320-329.(in Chinese)

[18] CHEN H S，LIU W W，ZHENG Z，et al. Impact dynamics of wet agglomerates onto rigid surfaces[J]. Powder Technology，2021，379：296-306.

[19] 翟酉湘，熊晓燕，唐建．湿煤颗粒聚团碰撞解聚的离散元模拟研究[J]．煤炭工程，2019，51(12)：167-171.
ZHAI Youxiang，XIONG Xiaoyan，TANG Jian. Impact disaggregation simulation of wet coal agglomerate using discrete element method[J]. Coal Engineering，2019，51(12)：167-171.(in Chinese)

[20] XIONG X Y，NIU L K，GU C X，et al. Vibration characteristics of an inclined flip-flow screen panel in banana flip-flow screens[J]. Journal of Sound and Vibration，2017，411：108-128.

[21] 杨其新，关宝树．落石冲击力计算方法的试验研究[J]．铁道学报，1996，1：101-106.
YANG Qixin，GUAN Baoshu. Test and research on calculating method of falling stone impulsive force[J]. Journal of the China Railway Society，1996，1：101-106.(in Chinese)

[22] MIKAMI T，KAMIYA H，HORIO M. Numerical simulation of cohesive powder behavior in a fluidized bed[J]. Chemical Engineering Science，1998，53(10)：1927-1940.

[23] SHI D，MCCARTHY J J. Numerical simulation of liquid transfer between particles[J]. Powder Technology，2008，184(1)：64-75.



第一作者简介：唐建，女，1993年8月生，博士生。主要研究方向为机械系统动力学。曾发表《Viscoelasticity of rubber springs affects vibration characteristics of a flip-flow screen with the high G value》(《IEEE Access》2020，Vol.8)等论文。
E-mail：tyuttj@163.com

通信作者简介：熊晓燕，女，1970年3月生，教授、博士生导师。主要研究方向为机电系统故障诊断与智能控制。
E-mail：xiongxy7070@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.008

基于注意力循环胶囊网络的滚动轴承故障诊断*

瞿红春， 朱伟华， 高鹏宇， 王 超， 周大鹏， 丁 凯
（中国民航大学航空工程学院 天津，300300）

摘要 针对滚动轴承工作工况复杂、载荷大及测得的振动信号信噪比（signal-to-noise ratio，简称SNR）低的特点，提出了一种利用注意力循环机制（attention recurrent，简称AR）构建数字胶囊并与胶囊网络（capsule network，简称Caps）相融合的微弱故障诊断模型。首先，在构建初级胶囊时引入双向长短时记忆网络（bidirectional long short time memory neural network，简称Bi-LSTM），对时频图中的时序特征进行提取，并建立胶囊间的非线性关联；其次，引入注意力循环机制构建数字胶囊，提高时频图中不同时间和频带的能量强度变化的影响力；然后，通过3D卷积与动态路由机制构建的数字胶囊进行自适应融合，实现特征的多样提取；最后，利用softmax分类器将融合特征映射到输出层，实现高噪声环境下的滚动轴承故障诊断。结果表明，该方法对小样本、低信噪比的微弱故障信号较其他诊断模型有更高的诊断精度，并能够有效减小过拟合问题。使用不同负载下的数据做测试集验证了该模型有较强的泛化能力。

关键词 智能故障诊断；胶囊网络；注意力机制；滚动轴承
中图分类号 TH17；TH113.1

引 言

滚动轴承是旋转机械转子的关键支撑部件，长期处于复杂、恶劣的工作环境中，具有高故障率、易损坏的特点。由于轴承所在位置特殊，无法对轴承状况进行直接观测和诊断，所以目前普遍采用对振动信号进行分析的方法实现滚动轴承的故障诊断。近年来，得益于机器学习的强大拟合能力，许多学者将机器学习应用于故障诊断领域中。徐冠基等[1]对时间序列进行相空间重构，结合采用简化粒子群算法优化改进的双子支持向量机进行轴承故障诊断。文献[2-3]对轴承振动信号进行特征提取并利用反向传播神经网络（back propagation neural network，简称BPNN）和径向基网络进行分析和检测。虽然这些研究都取得了较好的结果，但是浅层神经网络容易陷入局部最优解，收敛速度较慢，滚动轴承往往是在交替工况下工作，测得的故障信号特征微弱并且易被调制呈现出典型的非线性与非平稳性，难以通过浅层特征进行完整描述。随着深度学习技术在图片识别、计算机视觉及自然语言处理方面的成功运用，深度学习技术也被引入滚动轴承故障诊断领域。曲建岭等[4]将原始时域信号与卷积神经网络（convolution neural network，简称CNN）相结合，实现了滚动轴承的自适应诊断。文献[5-9]将振动信号的时频分析与卷积神经网络相结合，利用CNN能够自动学习数据内部特征的特性，将时频分析提取出的特征映射到目标空间，实现故障的诊断。文献[10]将降噪自编码网络（denoising autoencoder，简称DAE）与深度置信网络（deep belief networks，简称DBNs）相融合，分别利用DAE学习浅层特征和DBNs学习深层特征的优势自动对振动信号进行自适应特征提取，实现了滚动轴承故障智能诊断。虽然以上深度学习模型在完成轴承故障诊断任务时都有较好的表现，但仍存在不足。文献[5-9]中CNN的池化层都是采用最大池化，这样虽然可以增强网络对于平移和旋转的时不变性，增强网络的泛化能力，但却丢失了特征图层中的其他特征[11]。传统卷积网络将提取好的深层特征通过全连接层映射到目标空间，但是由于全连接层的参数过多，容易发生过拟合现象[12]。文献[10]使用的DAE和DBNs的融合网络虽然能够实现故障特征的自动提取，但是DAE和DBNs网络本身存在计算量大、诊断速度慢的缺点。

为了克服CNN导致特征丢失、全连接层引发过

* 中国民航大学科研基金资助项目（05yk08m）；中央高校基本科研业务费资助项目（ZXH2010D019）
收稿日期：2020-08-06；修回日期：2020-11-13

拟合现象等缺陷，Sabour 等[13]提出了胶囊网络(CapsNet)。胶囊网络使用向量进行网络运算，每个向量都表征1个胶囊，向量的每个维度都代表着某个实体的一种特征，所以胶囊网络模型的特征表达更丰富。Zhu 等[11]利用凯斯西储大学及帕德博恩大学的轴承数据库数据对所提出的改进胶囊网络模型进行验证，验证精度达到了 97.15%。Chen 等[14]验证了胶囊网络在不同载荷、不同背景噪声下对轴承故障诊断有着良好的诊断效果以及较强的鲁棒性。衷路生等[15]利用凯斯西储大学的轴承数据库数据对胶囊网络模型的诊断能力进行验证，精度达到了 99.93%。Wang 等[16]将胶囊网络应用于风力机齿轮箱的故障识别，模型的平均分类精度达到 94%。Huang 等[17]在五速汽车变速器上采集了由轴承故障(内圈缺陷)、齿轮故障(缺齿缺陷)和复合故障(轴承和齿轮故障)组成的齿轮箱数据集，验证了胶囊网络在旋转机械的故障诊断中的良好表现。

笔者提出一种注意力循环机制与胶囊网络相结合的滚动轴承微弱故障诊断模型。首先，通过嵌入 Bi-LSTM 来重构主胶囊层，使得每个主胶囊之间都建立非线性关系，提高网络的分类性能；其次，在主胶囊层和数字胶囊层之间并行嵌入注意力循环机制，利用路由机制和注意力循环机制 2 种不同的方式构建数字胶囊，增加特征提取的多样性；最后，通过三维卷积运算对路由机制的数字胶囊和注意力机制的数字胶囊实现自适应融合并映射到目标空间，最终实现基于 Caps-AR 和连续小波变换(continuous wavelet transform，简称 CWT)的故障诊断方法，并通过对不同故障的滚动轴承进行故障诊断实验，证明了所提模型的可行性与有效性。

1　基本理论

1.1　胶囊网络

胶囊网络主要由两部分组成，即初级胶囊层和数字胶囊层。其中，初级胶囊层包括卷积层及初级胶囊构建层。卷积层的计算公式为

$$a_j^l = f\left(\sum_{i\in h_j} a_i^{l-1} * w_{ij}^l + b_j^l\right) \tag{1}$$

其中：a_j^l 为第 l 层第 j 个元素；h_j 为 $l-1$ 层的第 i 个卷积面；a_i^{l-1} 为卷积面中的数值；w_{ij}^l 为对应卷积面的卷积核；b_j^l 为阈值；* 表示卷积；$f(\cdot)$ 为激活函数。

$f(\cdot)$ 通常选择线性修正单元(rectified linear unit，简称 ReLU)，其表达式为

$$f(x) = \max(0, x) \tag{2}$$

胶囊网络在构建初级胶囊时将卷积层提取出的标量故障特征排列为向量故障特征，生成初级胶囊 $\boldsymbol{u}_i$。

有别于 CNN 网络的池化层，数字胶囊层与初级胶囊层之间的传递是通过动态路由机制实现的。动态路由机制的传递过程如下。

1) 利用初级胶囊对故障特征的类别进行预测，生成实例预测胶囊，转换公式为

$$\hat{\boldsymbol{u}}_{j|i} = \boldsymbol{W}_{ij}\boldsymbol{u}_i \tag{3}$$

其中：i 为初级胶囊标号；j 为数字胶囊标号；$\boldsymbol{u}_i$ 为初级胶囊层输出的第 i 个初级胶囊；$\hat{\boldsymbol{u}}_{j|i}$ 为实例预测胶囊；$\boldsymbol{W}_{ij}$ 为权值矩阵。

2) 计算实例预测胶囊与数字胶囊之间的耦合系数，并对所有实例预测胶囊进行加权求和得到数字胶囊，计算式为

$$c_{ij} = \exp(b_{ij}) \Big/ \sum_j \exp(b_{ij}) \tag{4}$$

$$\boldsymbol{s}_j = \sum_i c_{ij}\hat{\boldsymbol{u}}_{j|i} \tag{5}$$

其中：b_{ij} 为实例预测胶囊 $\hat{\boldsymbol{u}}_{j|i}$ 与数字胶囊 $\boldsymbol{s}_j$ 之间的先验连接权重，b_{ij} 的初始值都设为 0；c_{ij} 为耦合系数，通过式(5)得到，且 $\sum c_{ij} = 1$。

3) 胶囊网络利用数字胶囊的模长作为分类概率，先利用式(6)的 squash 函数将数字胶囊 $\boldsymbol{s}_j$ 的模长压缩至[0，1]，得到数字胶囊层最终输出数字胶囊 $\boldsymbol{v}_j$；再利用式(7)对先验连接权重 b_{ij} 进行更新

$$\boldsymbol{v}_j = \text{squash}(\boldsymbol{s}_j) = \frac{\|\boldsymbol{s}_j\|^2}{1+\|\boldsymbol{s}_j\|^2}\frac{\boldsymbol{s}_j}{\|\boldsymbol{s}_j\|} \tag{6}$$

$$b_{ij} = b_{ij} + \hat{\boldsymbol{u}}_{j|i}\boldsymbol{v}_j \tag{7}$$

1.2　双向长短时记忆网络

在一般的胶囊网络中，初级胶囊之间都是相互独立的。滚动轴承振动信号的小波时频图中包含了时序信息，所以在相邻区域所提取的特征都可以用来对当前区域进行评定。标准的 LSTM 网络只考虑了顺序的输入，所以笔者采用 Bi-LSTM 网络对卷积后所得的初级胶囊进行重构，以建立初级胶囊之间的非线性关联。

Bi-LSTM 网络结构包含正序和反序 2 个独立的隐含层，每个隐含层都由若干个 LSTM 神经元构成，Bi-LSTM 结构如图 1 所示。2 个隐含层具有不同的权值阈值参数，其中：C 为 LSTM 神经元，用于记录长期信息；a 为隐含层输出，用于记录短期信息，且 a 会传递到相邻 LSTM 神经元。

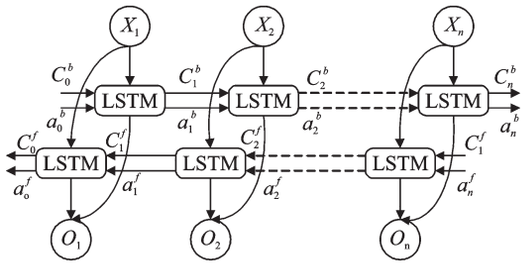


图1 Bi-LSTM结构图

Fig.1 Structure diagram of Bi-LSTM

2 网络结构设计

为了在强噪声下实现滚动轴承的微弱故障诊断,笔者提出注意力循环机制和胶囊网络相融合的滚动轴承故障诊断模型。所提的AR-Caps含噪信号故障诊断模型如图2所示,共分为4个部分:信号预处理、初级胶囊构建层、数字胶囊构建层和softmax分类器。信号预处理阶段包括加噪、生成小波时频图以及切分训练集和测试集。

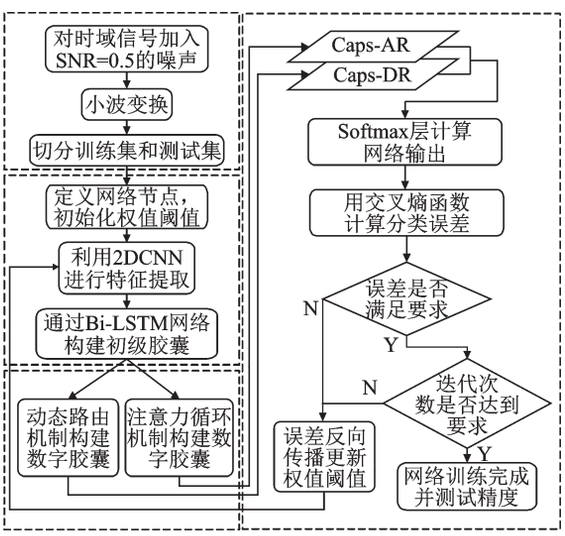


图2 AR-Caps含噪信号故障诊断模型

Fig.2 AR-Caps fault diagnosis model with noisy signals

2.1 初级胶囊构建层

构建初级胶囊时采用2层二维卷积网络对压缩后的灰度时频图进行特征提取,第1层卷积层采用64个尺度为9×9、步长为1的卷积核进行特征提取,第2层卷积核采用128个尺度为9×9、步长为2的卷积核进行特征提取,2个卷积层都采用ReLU激活函数。利用提取出的标量故障特征数据构建出1 024个8×1的初级胶囊向量雏形,再通过输出为100维的Bi-LSTM网络对初级胶囊雏形进行重构,得到1 024个100×1的最终初级胶囊向量。

2.2 数字胶囊构建层

2.2.1 注意力循环机制

本研究的数字胶囊采用2种方式构建:①采用传统的动态路由机制构建数字胶囊,最终得到4个25维的用于故障诊断的数字胶囊;②采用注意力循环机制构建数字胶囊。这种并行模块采用不同方式进行特征提取,在提高特征多样性的同时也避免了传统神经网络在增加深度时产生的梯度消失的问题。动态路由机制能够保留所有的特征,并通过耦合系数准确反映整体与局部的关系,但是却无法有效抑制无用特征。注意力机制可以从大量信息中筛选出对当前任务更关键的信息,并且抑制无用的信息[18]。因此,笔者将路由机制的先验耦合系数与注意力机制的后验耦合系数相融合,提出注意力循环机制。通过先验耦合系数建立时频图中高能区之间的关系以提高实例预测胶囊与数字胶囊之间相似度,同时利用注意力机制提高时频图中不同时间和频带的能量强度变化的影响力,抑制不相关特征对模型的干扰,提高诊断效果。注意力循环机制的迭代过程如下,其中:输入层数为1,初级胶囊,迭代次数为r;输出层数为1+1,数字胶囊为v_i。

1) Initialization: $b_{ij}=0$

2) For k in range(r)

3) $c_{ij}=\mathrm{softmax}(b_{ij})$

4) $\hat{\boldsymbol{u}}_{j|i}=\boldsymbol{W}_{ij}\boldsymbol{u}_i$

5) $\boldsymbol{h}_{j|i}=c_{ij}\odot\hat{\boldsymbol{u}}_{j|i}$

6) $\boldsymbol{H}_{j|i}=\tanh(\boldsymbol{W}_{sj}\boldsymbol{h}_{j|i}+\boldsymbol{b}_{sj})$

7) $\alpha_i=\dfrac{\exp(\boldsymbol{H}_{j|i})}{\sum_i\exp(\boldsymbol{H}_{j|i})}$, $\sum_i\alpha_i=1$

8) $\boldsymbol{s}_j=\sum_i\alpha_i\boldsymbol{H}_{j|i}$

9) $\boldsymbol{v}_j=\mathrm{squash}(\boldsymbol{s}_j)$

10) $b_{ij}=b_{ij}+\hat{\boldsymbol{u}}_{j|i}\boldsymbol{v}_j$

上述过程中:步骤3~5用来计算先验耦合系数,利用4个维度为100×25的权值矩阵$\boldsymbol{W}_{ij}$生成实例预测胶囊$\hat{\boldsymbol{u}}_{j|i}$,维度为1 024×25,再利用先验耦合系数计算数字胶囊层的输入胶囊$\boldsymbol{H}_{ij}$;步骤6~8利用注意力机制的隐层变量及激活函数计算后验耦合系数,完成实例预测胶囊所提取特征的加权融合,所输出的初步数字胶囊$\boldsymbol{s}_j$的维度为1×25;步骤9对$\boldsymbol{s}_j$的模长进行压缩得到数字胶囊$\boldsymbol{v}_j$;步骤10对先验耦合系数进行更新,最终得到4个25维的用于故障诊断的数字胶囊。

2.2.2　自适应特征融合

2个独立数字胶囊的拼接方式为图2中的Caps-AR和Caps-DR，最终得到维度为4×25×2的拼接特征。采用3D卷积实现2个独立数字胶囊的自适应融合，并通过softmax分类器得到维度为4×1的网络输出。该方法能够在网络迭代的过程中自适应地改变网络提取特征在网络输出的比重。路由端所得特征和注意力循环端所得特征进行融合及预测的过程为

$$\mathrm{Caps}^{l}=\sum_{j}\sum_{i}a_{ij}^{l}w_{ij} \tag{8}$$

$$y=\mathrm{softmax}(\mathrm{Caps}) \tag{9}$$

其中：Caps^{l}为第l个拼接胶囊；a_{ij}^{l}为第l个拼接胶囊的第i行、第j列的特征量；w_{ij}为特征融合时的权值。

式(8)、式(9)表示将动态路由端和注意力循环端所提取出的特征进行自适应的加权融合。

3　AR-Caps模型故障诊断

3.1　数据来源

本研究使用的振动数据来自美国凯斯西储大学的开放数据库[19]，轴承实验装置如图3所示。

该实验以电机驱动端的轴承作为诊断对象，分别在测试轴承的内圈、滚动体以及外圈上采用电火花的加工方式引入单点缺陷来模拟轴承的3种故障，损伤尺度分别为0.177 8 mm，0.355 6 mm以及0.533 4 mm，尺度的变化表明故障由微弱逐渐增强。以12 kHz采样频率采集不同负载下的轴承振动数据，用于实验分析。

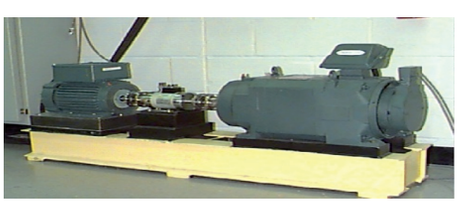
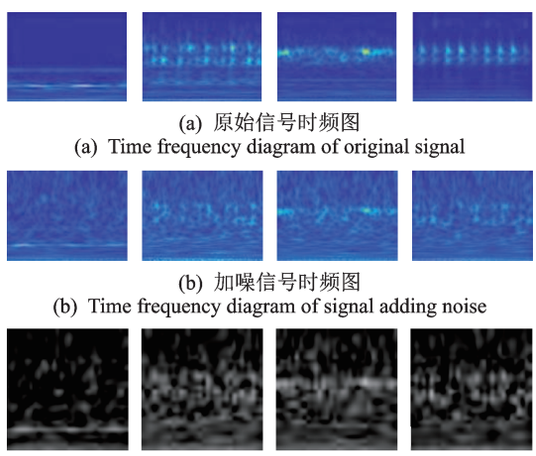


图3　轴承实验装置

Fig.3　Bearing test device

为了实现滚动轴承的微弱故障诊断，本研究实验样本选取损伤尺度最小的0.177 8 mm、负载为735.5 W下的轴承故障样本用于模型训练。笔者将采集到的振动信号进行分割，每个样本包含512个采样点。为了模拟轴承在实际运行中的强噪声干扰，笔者采取在振动信号中加入SNR=0.5的高斯白噪声。每种轴承状态随机抽取200个样本用于模型训练，25个样本用于模型精度测试。

时域信号并不能很好地表征信号的特点，为了能够挖掘更深层的特征，笔者采用尺度为256的cmor3-3小波基对低信噪比信号进行连续小波变换，生成小波时频图，如图4所示。由图可知，加噪信号的小波时频图高能区由原来的低频和中频区域分散到整个时频区域，使得通过小波时频图已经无法直观地进行故障诊断。将加噪后的时频图压缩成32×32大小的灰度图，最终得到不同状态下的时频图各225个，随机选取其中的800个作为训练样本，100个作为测试样本。



(a) 原始信号时频图

(a) Time frequency diagram of original signal

(b) 加噪信号时频图

(b) Time frequency diagram of signal adding noise

(c) 压缩和灰度处理

(c) Compression and grayscale processing

图4　小波时频图

Fig.4　Wavelet time-frequency diagram

对每种故障类型采用独热(one-hot)编码，即正常轴承表示为[1,0,0,0]，内圈故障表示为[0,1,0,0]，滚动体故障表示为[0,0,1,0]，外圈故障表示为[0,0,0,1]。

3.2　网络的训练与测试

为了保证模型诊断的精度及稳定性，降低实验的偶然性，本研究用3种不同采样方式生成的训练集与测试集，每组数据集进行2次实验，共6次实验结果的平均值对网络模型的诊断性能进行评估。6次仿真实验结果分别为98%，99%，96%，98%，95%和99%，平均正确率为97.5%。模型精度曲线如图5所示，模型损失曲线如图6所示。

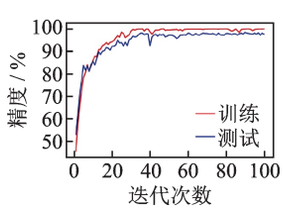


图5　模型精度曲线

Fig.5　Model accuracy curve

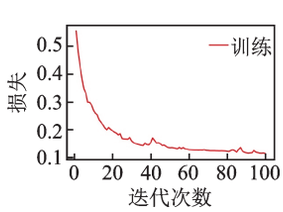


图6　模型损失曲线

Fig.6　Model error curve

结合图5和图6可以看出：AR-Caps模型开始训练在20次迭代之后网络的测试精度达到90%以上，误差降到了0.2左右；在50次迭代之后网络的测试精度存在小幅波动，但是总体趋于平稳；最后10次迭代精度保持在97.5%左右。

3.3　与其他模型的对比

为评估模型精度，将所提模型与其他6种智能诊断模型的6次仿真结果进行对比，如图7所示。其中：AR-Caps为笔者所提诊断模型；CWT-Caps为连续小波变换＋胶囊网络模型；CWT-CNN为连续小波变换＋CNN模型；STFT-CNN为短时傅里叶变换（short time Fourier transform，简称STFT）＋CNN模型；TDS-CNN为低信噪比的时域信号（time domain signal，简称TDS）＋CNN模型；CWT-DNN为小波时频图＋深层BP神经网络；BPNN为对低信噪比信号提取峰值、均值、均方根、方差、偏度和峭度[20]等指标，再结合BPNN的模型。

由图7可以看出：AR-Caps测试精度的中位线明显高于其他模型的中位线，并高于STFT-CNN和TDS-CNN的上四分位线，与CWT-Caps和CWT-CNN的上四分位线基本持平，这表明该模型半数以上的测试精度要高于其他模型；AR-Caps模型的中位线至上四分位线之间的距离为所有模型中最短距离之一，这说明该模型的稳定性更强，受不同采样方式的影响更低，而与其距离相同的TDS-CNN的整体精度低于该模型。

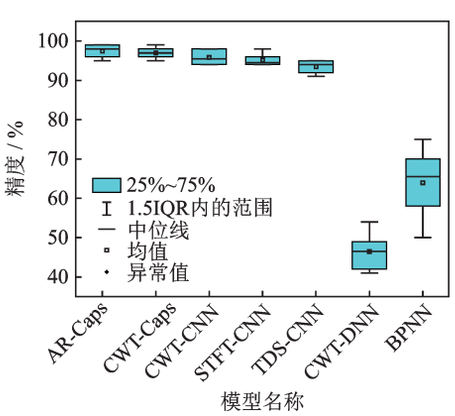


图7　6次仿真结果对比

Fig.7　Comparison of six simulation results

图8为多个模型6次仿真的平均结果，各模型性能对比见表1。笔者利用测试精度与训练精度的比值来衡量模型的拟合程度。由图8可以看出：BPNN模型收敛速度慢，结合表1中的训练精度66.33%、测试精度63.00%可知，该模型受到特征数

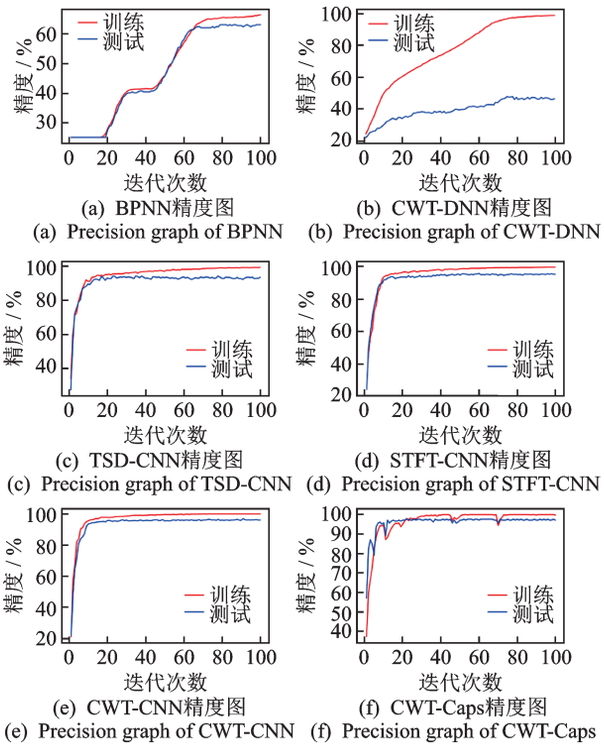


图8　多个模型6次仿真的平均结果

Fig.8　Average results of six simulations of multiple models

表1　各模型性能对比

Tab.1　Performance comparision of models　%

模型	训练精度	测试精度	召回率	F_1	拟合程度
BPNN	66.33	63.00	63.00	57.42	94.98
CWT-DNN	98.56	46.50	46.50	45.73	47.18
TDS-CNN	99.37	93.50	93.38	90.70	94.09
STFT-CNN	99.50	95.17	95.29	95.30	95.65
CWT-CNN	99.75	95.83	95.88	95.82	96.07
CWT-Caps	99.61	97.00	97.04	96.99	97.38
AR-Caps	99.92	97.50	97.65	97.33	97.58

的限制而无法对低信噪比的振动信号进行区分；采用时频图为输入的DNN模型出现了严重的过拟合，且精度表现最差；CNN模型的收敛速度较快，并且能够很快进入稳定阶段，但其进入稳定阶段后精度无法继续提升，如STFT-CNN和CWT-CNN一直稳定在95.17%和95.83%左右，说明CNN模型的特征提取能力有限，从训练集中提取出的特征不足以对测试集中的数据进行识别。表1中TDS-CNN模型的测试精度为93.50%，训练精度为99.37%，两者的比值为94.09%，这说明该模型出现了明显的过拟合现象。从胶囊网络模型的训练精度曲线可以看出，所有的CapsNet模型都会出现波谷，这说明模型从训练集中学取了新的特征，并且波谷

之后训练精度都会呈现提升趋势。虽然CapsNet模型前期波动较大，但最后都会达到一个相对稳定的精度值。将笔者所提模型与其他CapsNet模型相比，所提模型的波动更小，精度更高。

由表1可以看出：胶囊网络诊断模型的诊断精度比浅层卷积神经网络诊断模型至少高出1.17%，比BP模型至少高出34.5%；CNN诊断模型精度和召回率的调和平均数F_1值都低于96%；BP模型的F_1值都低于60%。这说明在小样本下胶囊网络的综合性能更好，能够提取出更多的特征，更适用于小样本低信噪比的轴承故障诊断中。本研究模型的诊断精度为97.5%，在所有胶囊网络模型中最高，其拟合程度比其他模型高出0.5%～50.4%，且召回率和F_1值分别达到97.65%和97.33%。这说明注意力循环机制能够为时频图中含有故障信息的高能频带赋予更高的权重，可有效识别不同故障类型高能频带之间的分布区别。AR-Caps模型的测试精度与训练精度的比值为97.58%，说明其能够有效减轻过拟合现象。

3.4　模型适应性分析

在实际运行过程中，轴承常在不同负载下工作，为了进一步讨论所提模型在工程实际应用中的适用性与可行性，将测试集换为负载为0，1 471和2 206 W、损伤尺度为0.177 8 mm的轴承状态数据，测试样本的提取方式与训练集一致。将每种负载下的测试集样本总数增加至400个，不同负载下的仿真结果对比如图9所示。

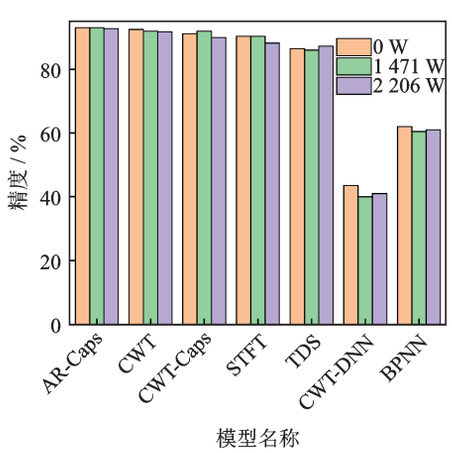


图9　不同负载下的仿真结果对比

Fig.9　Comparison of simulation results under different loads

由图9可知，当负载发生变化时，CWT-AR-Caps模型的诊断精度仍然可以达到93%，93%及92.5%，明显高于其他模型。该模型诊断精度的方差仅为8.33×10^{-6}，远低于其他模型，说明笔者所提模型在不同负载下有更强的稳定性，能够从低信噪比振动信号的小波时频图中学习到轴承故障中的鲁棒性特征，使得模型有较强的泛化能力。

4　结　论

1）针对CNN中池化层存在的特征丢失问题，提出采用动态路由机制实现低级胶囊与高级胶囊之间连接，通过赋权的形式体现出不同特征的贡献度，进而保留所有特征。

2）针对小波时频图中包含的时域特征，利用Bi-LSTM网络对初级胶囊雏形进行重构，建立初级胶囊之间的非线性关联。

3）针对小波时频图中频带所含能量的不同，提出注意力循环机制增强对含有故障特征的高能频带的识别能力，提高了模型对滚动轴承故障时频特征参数的提取能力。

4）利用3D卷积运算实现数字胶囊的自适应融合，减少了特征提取层与输出层之间的连接权值，减少了模型的过拟合问题。

5）通过仿真实验验证，相比于卷积神经网络模型及胶囊网络模型，本研究提出的模型在小样本、低信噪比的微弱故障信号上有着更好的诊断能力，对不同负载的轴承信号有着更好的泛化能力。

参　考　文　献

[1]　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)

[2]　金小强，李新民，陈焕，等．基于神经网络的直升机自动倾斜器轴承故障诊断方法[J]．南京航空航天大学学报，2016，48(2)：230-237.
JIN Xiaqiang, LI Xinming, CHEN Huan, et al. Fault diagnosis method of helicopter swash-plate bearing based on neural networks[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2016, 48(2): 230-237. (in Chinese)

[3]　李萌，陆爽，陈岱民．基于小波神经网络的滚动轴承智能故障诊断系统[J]．仪器仪表学报，2005，26(8)：1489-1490.
LI Meng, LU Shuang, CHEN Daimin, et al. An intelligent fault diagnosis system of rolling bearing based on

wavelet neural network[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2005, 26(8):1489-1490. (in Chinese)

[4] 曲建岭,余路,袁涛,等.基于一维卷积神经网络的滚动轴承自适应故障诊断算法[J].仪器仪表学报,2018,39(7):134-143.
QU Jianlin, YU Lu, YUAN Tao, et al. Adaptive fault diagnosis algorithm for rolling bearings based on one-dimensional convolution-al neural network [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2018,39(7):134-143. (in Chinese)

[5] 陈仁祥, 黄鑫, 杨黎霞,等. 基于卷积神经网络和离散小波变换的滚动轴承故障诊断[J]. 振动工程学报, 2018, 31(5):161-169.
CHEN Renxiang, HUANG Xin, YANG Lixia, et al. Rolling bearing fault identification based on convolution neural network and disc-rete wavelet transform[J].Journal of Vibration Engineering, 2018, 31(5):161-169. (in Chinese)

[6] 李恒, 张氢, 秦仙蓉,等. 基于短时傅里叶变换和卷积神经网络的轴承故障诊断方法[J]. 振动与冲击, 2018, 37(19):132-139.
LI Heng, ZHANG Qing, QIN Xianrong, et al. Fault diagnosis method for rolling bearings based on short-time Fourier transform and convolution neural network [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(19): 132-139. (in Chinese)

[7] 袁建虎,韩涛,唐建,等.基于小波时频图和CNN的滚动轴承智能故障诊断方法[J].机械设计与研究,2017,33(2):93-97.
YUAN Jianhu., HAN Tao, TANG Jian, et al. An approach to intelligent fault diagnosis of rolling bearing using wavelet time-frequency representations and CNN [J]. Machine Design and Research,2017,33(2):93-97. (in Chinese)

[8] ZENG X Q, LIAO Y X, LI W H. Gearbox fault classification using S-transform and convolutional neural network[C]//2016 Tenth International Conference on Sensing Technology (ICST). Nanjing, China: IEEE, 2016:1-5.

[9] LIU C, CHEN G, CHEN X H, et al. Planetary gears feature extraction and fault diagnosis method based on VMD and CNN[J]. Sensors, 2018, 18(5):1523-1542.

[10] 王应晨,段修生.深度学习融合模型在机械故障诊断中的应用[J].振动、测试与诊断,2019,39(6):1271-1276.
WANG Yingchen, DUAN Xiusheng. Improved deep learning fusion model in fault diagnosis[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(6): 1271-1276. (in Chinese)

[11] ZHU Z Y, PENG G L, CHEN Y H, et al. A Convolutional neural network based on a capsule network with strong generalization for bearing fault diagnosis[J]. Neurocomputing, 2019,323:62-75.

[12] ZHANG S W, ZHANG S B, ZHANG C, et al. Cucumber leaf disease identification with global pooling dilated convolutional neural network[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2019, 162:422-430.

[13] SABOUR S, FROSST N, HINTON G E. Dynamic routing between capsules [EB/OL]. (2017-11-07). https://arxiv.org/pdf/1710.09829

[14] CHEN T Y, WANG Z H., YANG X, et al. A deep capsule neural network with stochastic delta rule for bearing fault diagnosis on raw vibration signals[J]. Measurement, DOI: 10.1016/j. measurement. 2019. 1068570

[15] 衷路生,刘东东. 多级神经网络的轴承故障诊断研究[J].计算机工程与应用,2020,56(7):193-199.
ZHONG Lusheng, LIU Dongdong. Research on bearing fault diagnosis of multi-level neural network[J]. Computer Engineering and Applications, 2020, 56(7): 193-199.(in Chinese)

[16] WANG Z J, ZHENG L K, DU W H, et al. A novel method for intelligent fault diagnosis of bearing based on capsule neural network[J]. Complexity, 2019, 2019:1-17.

[17] HUANG R Y, LIAO Y X, ZHANG S H, et al. Deep decoupling convolutional neural network for intelligent compound fault diagnosis[J]. IEEE Access, 2019, 7: 1848-1858.

[18] 王金甲, 纪绍男, 崔琳,等. 基于注意力胶囊网络的家庭活动识别[J]. 自动化学报, 2019, 45(11): 2199-2204.
WANG Jinjia, JI Shaonan, CUI Lin, et al. Domestic activity recognition based on attention capsule network[J]. Acta Automatica Sinica, 2019, 45(11):2199-2204.

[19] LOPARO K A. Bearings vibration data set[D]. Cleveland: Case Western Reserve University, 2003.

[20] 皮骏,马圣,贺嘉诚,等. 基于IGA-ELM网络的滚动轴承故障诊断[J]. 航空学报,2018, 39(9): 233-244.
PI Jun, MA Sheng, HE Jiacheng, et al. Rolling bearing fault diagnosis based on IGA-ELM network[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2018, 39(9): 233-244.(in Chinese)



第一作者简介:瞿红春,男,1971年3月生,博士、副教授。主要研究方向为基于大数据航空发动机状态监控与故障定位、民航发动机单元体和整机健康状态的评估。曾发表《基于IBSA-Elman网络的滚动轴承故障诊断研究》(《机床与液压》2020年第48卷第16期)等论文。
E-mail:hcqu2008@126.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.009

可控惯容器非线性建模分析与参数辨识测试*

刘昌宁， 陈 龙， 张孝良， 杨 艺
（江苏大学汽车工程研究院 镇江，212013）

摘要 为研究可控惯容器的非线性，依据机电相似理论，进一步推广得到机电液相似理论，并基于该理论研制了流体式可控惯容器装置，建立其理想模型和非线性等效模型，利用台架试验对其部分参数进行辨识，仿真分析其力学输出特性。结果表明，非线性因素对所设计的可控惯容器力学输出性能影响较大，一般情况下不可忽略。在液体的压缩性不可忽略时，低频振动下主要由惯容器所产生的惯性特性对振动起到抑制作用；高频激励下主要是液体弹性特性对振动起到抑制作用。研究结果进一步验证了机电液相似理论的正确性。

关键词 振动抑制；建模；非线性；机电相似性；可控惯容器
中图分类号 U463.33；TH137

引 言

近年来，惯容器作为一种有效抑制振动的新型机械元件，得到了国内外学者的关注与研究[1-4]。目前，惯容器的主要实现形式有滚珠丝杠式惯容器[5]、齿轮齿条式惯容器[6]、液力惯容器[7]及流体惯容器[8-9]，这些惯容器大多是作为被动元件而被应用于车辆工程[10-12]、土木工程[13-14]及航空工程[15]等振动抑制领域。对于时变系统而言，惯容器固定的参数不能满足变化的车辆工况，因此提出了可控惯容器的概念。文献[16]提出一种主动惯容调谐悬架构型和地棚惯容控制策略，解决了被动惯容调谐悬架因非簧载振动能量的引入而导致减振性能下降的问题。文献[17]设计了一种含可控惯容器的悬架系统，采用线性二次高斯控制来提升悬架性能。惯容器作为一种机械元件，在一些对精度或者对力控制要求较高的机械系统中，其非线性因素不可忽略。文献[18-21]对不同形式的惯容器装置的非线性进行了分析。然而，这些文献均为基于被动惯容器装置的分析，对于精度及力控制要求更高的可控惯容器，其非线性对于惯容器力学输出性能的影响会更加显著。

笔者在机电相似理论的基础上，拓展出机电液相似理论，并基于机电液的相似性设计了流体式可控惯容器，建立非线性等效模型。通过台架试验对流体式可控惯容器的参数进行辨识，研究其非线性因素作用机理，明确流体式可控惯容器的力学输出特性。研究结果进一步验证了机电相似性理论及所拓展的机电液相似性理论的正确性。

1 可控惯容器工作原理及参数设计

在机电相似性理论[22-24]基础之上，进一步研究机电液网络相似性。机械网络元件与电学网络元件有很多相似之处，采用电学元件的电压来模拟机械元件的力，相比于直接研究机械元件的力的方法更直观。基于“力-电压”的相似性，机械网络中元件的连接方式能与电学网络中元件的连接方式严格对应。类似于机电网络的对应关系，液压网络也能够与机械网络和电学网络形成严格的对应。将原有的相似基准“力-电压”推广至液压网络，进一步形成“力-电压-液压”相似基准。机械网络、电学网络和液压网络的相似关系如表1所示。

基于机电液相似理论，利用液压网络中的刚体管元件实现机械网络中的惯容器的惯性特性。为实现惯容器参数的调节，改变惯容器的惯质系数，设计了一种基于流体惯容原理的可控惯容器，其原理如图1所示。其中：1，5为用于与车轮或车身相连接的吊耳；2为活塞杆；3为活塞；4为缸体；6为直管路；7为螺旋管路；8为二位五通电磁阀。直管路与螺旋管路通过电磁阀与缸体连接。基于上述结构，可控惯容器通过电磁阀切换管路的通断实现惯质系数的

* 国家自然科学基金青年基金资助项目（52202471）；国家自然科学基金联合基金资助项目（U20A20331）；江苏省卓越博士后计划资助项目（2022ZB659）；国家自然科学基金面上资助项目（52072157，51875257）
收稿日期：2020-07-06；修回日期：2020-12-30

表 1 机电液相似关系

Tab.1 The analogy of the mechanical, electrical and hydraulic

机械网络	电学网络	液压网络
力	电压	液压
速度	电流	流量
弹簧	电感器	弹性模量
阻尼	电阻器	流阻器
惯容器	电容器	刚体管

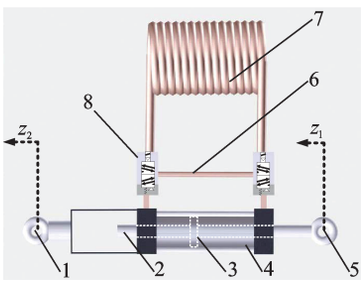


图 1 可控惯容器原理图

Fig.1 The structure diagram of the controllable inerter

改变。其工作状态为:直管路断开,螺旋管路连通,拥有较大的惯质系数的on状态;直管路连通,螺旋管路断开,拥有较小惯质系数的off状态。惯性力F_b通过2个可自由移动的端点1和5输出。端点1的位移记为z_2,端点5的位移记为z_1,惯质系数为b,则惯性力F_b可表示为

$$F_b = b(\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1) \tag{1}$$

其中:$\ddot{z}_2$为端点1的加速度;$\ddot{z}_1$为端点5的加速度。

假设整个装置内液体总体积不变,液体流速为v_f,可得

$$(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)(A_2 - A_1) = v_f A_3 \tag{2}$$

其中:$\dot{z}_2$为端点1的速度;$\dot{z}_1$为端点5的速度;A_1为活塞杆的横截面积;A_2为活塞的横截面积;A_3为螺旋管路和直管路的横截面积。

从能量的角度求得管路中液体的动能E为

$$E = 1/2\rho l A_3 v_f^2 = 1/2\, b(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 \tag{3}$$

其中:ρ为液体密度;l为管路长度。

进一步求得惯质系数为

$$b = \rho l \frac{(A_2 - A_1)^2}{A_3} \tag{4}$$

为实现惯质系数的可调,输出可控的惯性力,笔者所设计的可控惯容器的参数如表2所示,其他设计参数可由表1中的参数间接计算得到。直管路内半径和螺旋管路内半径相同,活塞有效作用面积为$A_2 - A_1 = \pi r_2^2 - \pi r_1^2$,管路横截面积为$A_3 = \pi r_3^2$,螺旋管的总长度为$l_h = n\sqrt{P_h^2 + (2\pi r_h)^2} + 2l_0$。

表 2 可控惯容器设计参数

Tab.2 Parameters of the controllable inerter

参数名称	参数值
活塞杆半径 r_1 /m	0.01
缸筒内半径 r_2 /m	0.031 5
螺旋管内半径 r_3/m	0.004
螺旋管螺旋半径 r_h /m	0.08
螺旋管螺距 P_h /m	0.01
螺旋管螺旋圈数 n	4
液体密度 ρ /(kg•m^{-3})	830
连接管长度 l_0/m	0.1
直管长度 l_s /m	0.2
液体黏度 δ /(Pa•s)	0.001

由式(4)可得,可控惯容器的惯质系数b_{ctrl}在on状态和off状态分别为

$$b_{ctrl} = \begin{cases} b_{on} = \dfrac{\rho\pi r_3^2 (n\sqrt{P_h^2 + (2\pi r_h)^2} + 2l_0)}{1 + (P_h/2\pi r_h)^2} \left(\dfrac{r_2^2 - r_1^2}{r_3^2}\right)^2 \\ b_{off} = \rho\pi r_3^2 l_s \left(\dfrac{r_2^2 - r_1^2}{r_3^2}\right)^2 \end{cases} \tag{5}$$

由表2及式(5)可得,可控惯容器在on状态的惯质系数为286.75 kg,在off状态的惯质系数为25.95 kg。

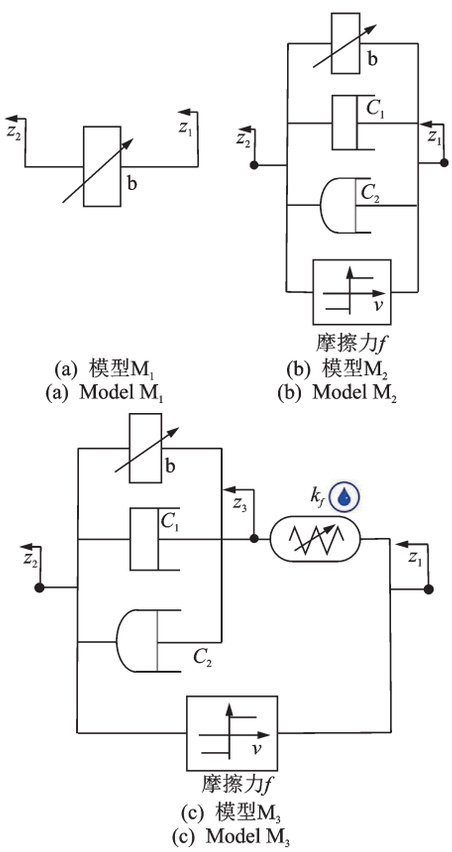
2 可控惯容器模型构建

2.1 可控惯容器等效非线性模型建立

基于流体惯容的可控惯容器装置在工作过程中涉及到诸多流体液压工作环节,非线性影响较大。若直接忽略非线性的影响,会导致惯容器实际输出力与理论输出力之间存在较大的误差。由于可控惯容器增加了控制阀装置和多个连接管路,所以其非线性还包含压力损失、混气状态等诸多非线性因素。

在惯容器工作过程中,由于液体的黏性,液体在螺旋管路和直管路中流动时会受到寄生阻尼的影响。在液体流进、流出管路时,也会产生压力损失。根据文献[7-8],液压式惯容器、流体惯容器等基于液体传动的惯容器形式下,其阻尼力具有较强的非线性。在活塞工作过程中,活塞外壁与缸体内壁会产生摩擦,形成一个大小恒定、方向始终与相对运动方向相反的摩擦力。此外,在可控惯容器研制加工及可控惯容器电磁阀工作的过程中,容易混入空气,油液在混入空气以后会造成液体刚度的急剧下降。本研究侧重于对惯容器本体部分的理论分析和试验验证,且在可控流体惯容器工作过程中,非线性主要产生于狭长的流体管路,故在研究中忽略电磁阀部分的非线性影响。

为全面分析所设计的可控惯容器非线性因素，笔者建立了理想状况下的可控惯容器模型M_1、考虑寄生阻尼因素与摩擦因素的非线性可控惯容器模型M_2以及考虑油气混合因素、寄生阻尼因素和摩擦因素的非线性可控惯容器模型M_3，并对其进行研究对比。上述3种不同可控惯容器模型如图2所示。其中：b为可控惯容器；C_1为等效阻尼；C_2为等效非线性阻尼；k_f为液体等效刚度；f为装置的摩擦力。



(a) 模型M_1　(b) 模型M_2　(c) 模型M_3
(a) Model M_1　(b) Model M_2　(c) Model M_3

图2　可控惯容器模型

Fig.2　Model of controllable inerter

2.2　可控惯容器等效非线性模型参数确定

在模型M_1中，仅包含1个理想的可控惯容器，其两端点的力由所设置的惯质系数以及两端点的相对加速度决定。其两端点的力学输出表达式为

$$F_b = b_{ctrl}(\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1) \tag{6}$$

在模型M_2中，摩擦力f可以表示为

$$f = f_0 \operatorname{sgn}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \tag{7}$$

其中：f_0为摩擦力的幅值。

根据哈根-泊肃叶方程，液体在流经管路时，其压力损失计算式为

$$\Delta p_1 = 8\delta l Q/\pi r_3^4 \tag{8}$$

其中：δ为液体黏度；Q为流量。

当液体从液压缸流进管路和从管路流入液压缸时，均会产生一定的压力损失。通常情况下，液体流入管路的压力损失系数取0.5，流出管路的压力损失系数取1[25]，管路进出口损失的压力计算式为

$$\Delta p_2 = \frac{0.5\rho v^2}{2} + \frac{\rho v^2}{2} = \frac{3\rho v^2}{4} \tag{9}$$

其中：v为液体流速，$v = \dfrac{A_2 - A_1}{A_3}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = \left(\dfrac{r_2^2 - r_1^2}{r_3^2}\right)(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)$。

压力损失所产生的阻尼力F_{C_1}和F_{C_2}为

$$F_{C_1} = \Delta p_1(A_2 - A_1) = \frac{8\pi\delta l(r_2^2 - r_1^2)^2}{r_3^4}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = C_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \tag{10}$$

$$F_{C_2} = \Delta p_2(A_2 - A_1) = \frac{3\pi\rho(r_2^2 - r_1^2)^3}{4r_3^4}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 \operatorname{sgn}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = C_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 \operatorname{sgn}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \tag{11}$$

F_{C_2}的方向始终与可控惯容器两端点的相对运动速度相反。在模型M_3中，除了摩擦力和压力损失因素外，还考虑了在空气混入液体的情况下液体的可压缩性。

液体的体积模量是表示物体的体应变与平均应力（某点3个主应力的平均值）之间的关系，即

$$B = -V\,\mathrm{d}p/\mathrm{d}V \tag{12}$$

其中：B为液体的弹性模量；p为液体压力；V为液体体积。

液体受压缩后产生的体积变化量为

$$\Delta V = -V\Delta p/B \tag{13}$$

假设气液混合物的总体积为V_s，其中液体体积为V_f，气体体积为V_g，且满足$V_s = V_f + V_g$。

可控惯容器中气液混合物在工作过程中可以看作是一个绝热过程，满足$pV_g^{\eta} = C$，其中：C为常数；η为绝热系数；p为液体压力。

可以推算出气体的弹性模量计算公式为

$$B_g = \frac{-V_g\mathrm{d}p}{\mathrm{d}V_g} = \eta p \tag{14}$$

当可控惯容器内部压力变化了$\triangle p$时，气体与液体变化的体积分别为$\triangle V_g$和$\triangle V_f$，且

$$\Delta V_g = -V_g\Delta p/\eta p \tag{15}$$

$$\Delta V_f = -V_f\Delta p/B \tag{16}$$

总体积变化为

$$\Delta V_s = \Delta V_f + \Delta V_g = -(V_f/B + V_g/(\eta p))\Delta p \tag{17}$$

气液混合状态下的等效弹性模量B_s为

$$B_s = B\eta\rho V_s/(\eta\rho V_f + BV_g) \tag{18}$$

液压缸、活塞等材质为金属的元件,其弹性模量在180~220 GN/m²,相对于液体及气液混合物来说,可以看作是不可压缩的刚体。在液压系统中,液体常被视为一个可压缩的弹性元件,因此设缸筒内的液体等效刚度为k_f,被活塞分割的左右两部分液室内液体等效刚度分别表示为k_{f1}和k_{f2},且等效刚度满足

$$k_f = k_{f1} + k_{f2} \tag{19}$$

$$k_f = p(A_2 - A_1)/\Delta l \tag{20}$$

其中:Δl为液体被压缩的长度。

由式(12),(13)和(20)可得

$$p = B_s \Delta V/V = B_s \Delta l/l \tag{21}$$

其中:l为刚体内液体的长度。

左右两部分液室内液体等效刚度分别为

$$k_{f1} = \frac{B_s(A_2 - A_1)}{l/2 + \Delta l} \tag{22}$$

$$k_{f2} = \frac{B_s(A_2 - A_1)}{l/2 - \Delta l} \tag{23}$$

缸筒内左右两腔的油液长度随着活塞的移动而不断变化,其等效刚度也不断变化。

基于以上分析,可以得到模型M_1,M_2和M_3两端点的力输出表达式分别为

$$F_{M_1} = F_b \tag{24}$$

$$F_{M_2} = f + F_b + F_{C_1} + F_{C_2} \tag{25}$$

$$\begin{cases} F_{M_3} = f + F_B \\ F_b + F_{C_1} + F_{C_2} = F_B \end{cases} \tag{26}$$

其中:F_{M_1},F_{M_2}和F_{M_3}分别为模型M_1,M_2和M_3两端点的输出力;F_B为液体的等效刚度所产生的刚度力。

3 可控惯容器设计与非线性因素影响分析

3.1 可控惯容器样机设计与摩擦力辨识

基于上述原理及参数,设计了可控惯容器样机,如图3所示,可控惯容器的活塞杆和缸筒外夹具分别为第1、第2端点,直管路和螺旋管路安装于盒子内以保持其形状固定。为了对可控惯容器的摩擦力大小进行辨识,将可控惯容器安装于台架上,对其输入频率为0.1 Hz、振幅为10 mm的三角波信号。由于频率较小,除了换向瞬间有瞬时加速度,其余位移处的加速度均为0。在该工作过程中,惯性力可以忽略。在此频率下,阻尼力也足够小,故可以近似认为在该工况下可控惯容器两端点的合力即为摩擦力,2种状态下三角波输出响应如图4,5所示。

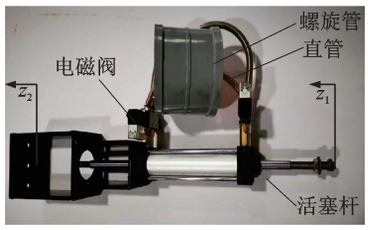


图3 可控惯容器样机

Fig.3 Prototype of controllable inerter

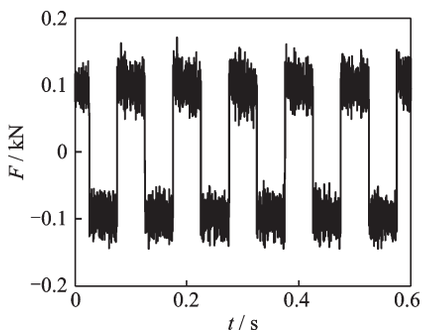


图4 三角波输出响应(off状态)

Fig.4 Force output with triangle wave(off condition)

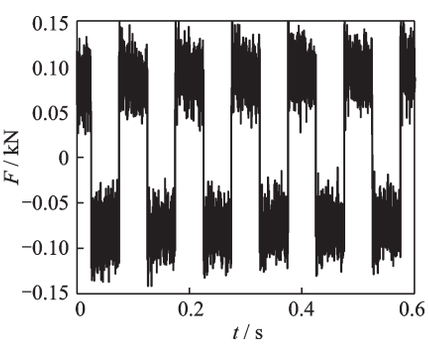


图5 三角波输出响应(on状态)

Fig.5 Force output with triangle wave(on condition)

由图可见,摩擦力出现一些小幅值的波动,这是因为在低速运动下,惯容器刚体出现了常见的爬行现象,但是总体上其输出力的幅值是稳定在一定区域内的。根据图4,5以及三阶多项式拟合的方法,可以得到可控惯容器在on状态下的摩擦力近似为90.3 N,在off状态下的摩擦力近似为92.4 N。

由于在低频下其两端的惯性力与阻尼力都较小,中高频段的惯性力和阻尼力逐渐增大,在试验中难以通过辨识的方法将二者解耦,所以用数值分析的结果作为模型的参数。

3.2 可控惯容器模型特性分析

对所建立的可控惯容器的理想模型M_1与非线性等效模型M_2和M_3进行力学输出性能分析,分别以0.1,1,3和5 Hz的正弦波为输入信号,得出如图6,7所示的2种状态下的力学输出结果。其中,在油液压

力为 3×10^6 Pa、混气率为 5% 的条件下的力学性能输出模型记为 M_3，在油液压力为 3×10^5 Pa、混气率为 5% 的条件下的力学性能输出模型记为 M_3'。根据 2.2 节分析，可以求出在这 2 种状态下液体的等效弹性模量 B_s。

图 6(a)中，理想可控惯容器模型 M_1 只考虑了可控惯容器的惯性力，由于在 0.1 Hz 正弦波下，振动频率很低，两端点之间的相对加速度很小。由式(1)可知，M_1 的两端点输出的惯性力很小，几乎为 0，与图 6(a)相符。模型 M_2，M_3 和 M_3' 主要受摩擦力的影响，且两端点的力学输出性能基本一致，因此 M_3 和 M_3' 在正弦激励下都有一定的颤振，这是因为这 2 个

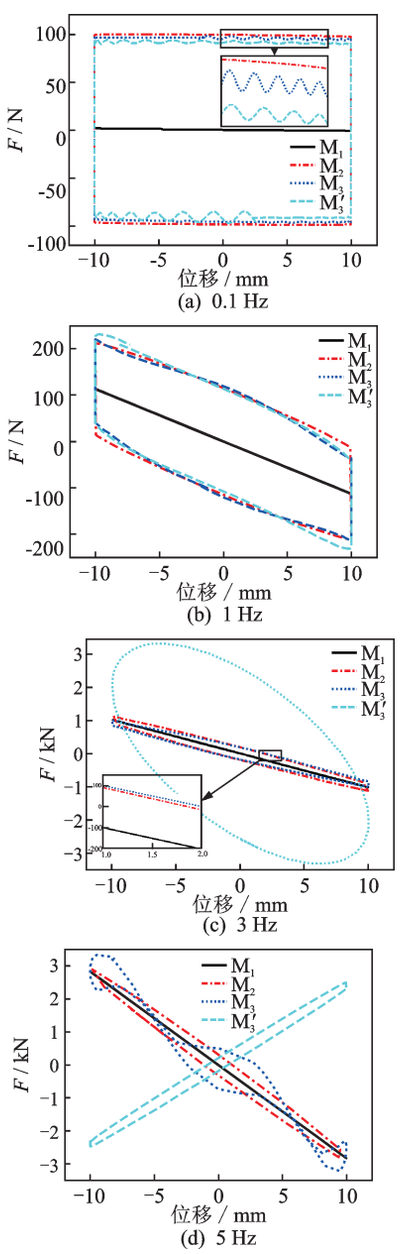


图 6　力学输出结果(on 状态)

Fig.6　Force output results(on condition)

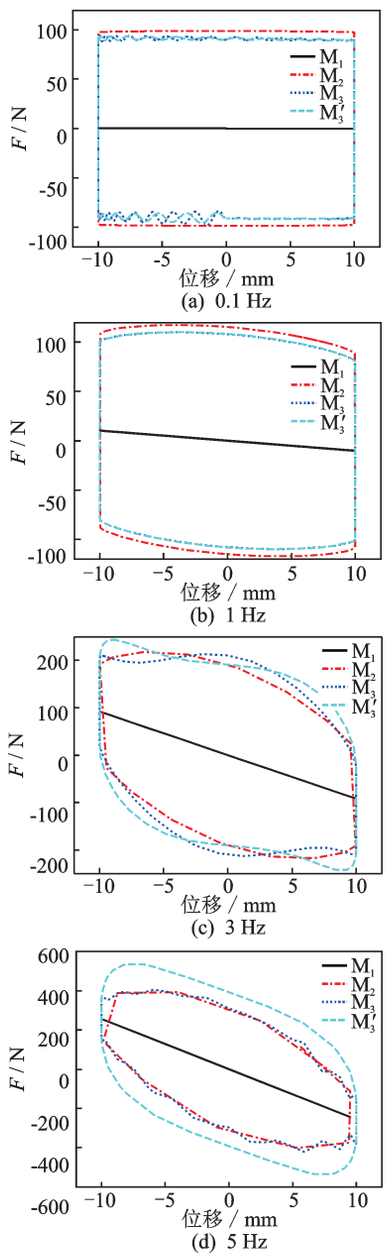


图 7　力学输出结果(off 状态)

Fig.7　Force output results(off condition)

模型都含有与惯性特性、阻尼特性串联的等效刚度特性。图 6(b)中，在 1 Hz 下，模型 M_1，M_2，M_3 和 M_3' 由于加速度的增加，两端点的惯性力相比于 0.1 Hz 时有了显著提升，从力-位移曲线中可以明显看出惯性特性，峰值力均出现在正弦波的最大位移行程处(±0.01 m)。图 6(c)中，在 3 Hz 频率下，模型 M_1，M_2，M_3 与 0.1 和 1 Hz 下的力学特性基本相似，因为两端加速度继续增加，惯性力也进一步增加，故合力中惯性力占主要成分，模型 M_2 和 M_3 的峰值合力分别达到了 979 和 1 113 N。模型 M_3' 曲线则有了较大的差别，其峰值合力增加到 3 318 N，且峰值力出现在 ±0.06 m 附近。可见，相比于 0.1 和 1 Hz 频率

下力学输出特性，模型M_3'在3 Hz频率下力学输出表现出的惯性特性有所减弱，刚度特性有所增强。这是由于模型M_3'内部液体的等效弹性模量较小，在可控惯容器工作过程中，液体产生压缩形变，表现出一定的弹性特性。图6(d)中，在5 Hz频率下，模型M_1，M_2和M_3的峰值合力进一步增加，而M_3'的刚度特性进一步增强，输出合力显示出较强的刚度特性。从可控惯容器在on状态的力学输出特性可知，所设计的流体式可控惯容器产生惯性力的刚体管与电学网络中的电容器具有相似的特性。可控惯容器在低频下(1～3 Hz)，惯性特性起到了阻低频的作用，所以可控惯容器两端力主要表现为惯性力，这与电学网络中电容器通高频、阻低频的特性相一致；在较高的频率下(5 Hz以上)，可控惯容器两端的力主要表现为刚度特性，起到了阻高频的作用，这与电学网络中电感器通低频、阻高频的特性相一致。仿真结果进一步验证了机电液相似性理论的正确性。此外，由图6可知，虽然模型M_3'与模型M_3的结构相同，但是由于其参数的不同，导致两者的力学输出性能也有较大的差异。

图7(a)中，在0.1 Hz正弦波下，因为频率很低，加速度很小，与on状态的力学输出结果较为相似。图7(b)中，在1 Hz下，模型M_1，M_2，M_3和M_3'两端点的加速度增加，但由于惯质系数较小，所以仅表现出较小的惯性特性，但同样在最大行程处出现峰值力。图7(c)中，在3 Hz的频率下，模型M_1，M_2，M_3和M_3'因为两端点相对加速度继续增加，惯性力也进一步增加，从力-位移曲线中可以明显看出惯性特性。相比于on状态，在off状态下，并未出现模型M_3'与模型M_1，M_2和M_3输出力相差较大的情况，说明在惯质系数较小的情况下，可控惯容器输出合力也较小，故液体压缩不明显，刚度特性没有表现出来。图7(d)中，在5 Hz频率激励下，所有模型的峰值合力进一步增加，惯性特性均较为明显，但在模型M_3'中，输出力峰值有所增加，表明模型M_3'随着频率的增加，刚度特性也对两端点的输出合力起到了影响作用。

图6，7中，可控流体惯容器在on和off状态下，当液体的弹性效应不可忽略时，由于液体不再是无损失的刚性传动，对于考虑液体压缩效应的模型M_3和M_3'，螺旋管路会产生流体传递滞后效应，此效应可由模型的等效弹性模量这一参数体现出来。

4 结 论

1) 基于机电液相似性理论，设计了流体式可控惯容器装置，并研制了可控惯容器的样机，对其参数进行了辨识。

2) 建立了可控惯容器的理想模型M_1、考虑寄生阻尼因素与摩擦因素的非线性可控惯容器模型M_2以及考虑气液混合因素、寄生阻尼因素和摩擦因素的非线性可控惯容器模型M_3，对模型的力学输性能进行对比研究。结果表明，非线性因素对于可控惯容器的影响较大，模型M_3能够更全面地反应出惯容器在不同工作状态下的实际力学输出性能。

3) 研究了在不同液体刚度特性下可控惯容器的力学输出特性。当液体刚度特性不可忽略时，液压网络中的液体弹性模量和刚体管产生的惯性特性分别在高频和低频振动激励下起作用，这与电学中电感和电容的特性相同。研究结果进一步验证了机电液相似理论的正确性。

参 考 文 献

[1] SMITH M C. Synthesis of mechanical network: the inerter[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002, 47(10):1648-1662.

[2] PAPAGEORGIOU C, SMITH M C. Positive real synthesis using matrix inequalities for mechanical networks: application to vehicle suspension[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2006, 14(3):423-435.

[3] 沈钰杰，陈龙，杨晓峰，等. 应用惯容器提升车辆侧向稳定性的研究[J]. 汽车工程，2018(6):693-698.
SHEN Yujie, CHEN Long, YANG Xiaofeng, et al. Research on the improvement of lateral stability for vehicle suspension employing inerter[J]. Automobile Engineering, 2018(6):693-698. (in Chinese)

[4] 殷学吉. 基于惯容器的动力系统低频线谱隔振机理研究[D]. 武汉：华中科技大学，2016.

[5] 葛正，王维锐. 行星飞轮式滚珠丝杠惯容器设计与特性分析[J]. 农业机械学报，2017，48(7):391-398.
GE Zheng, WANG Weirui. Design and characteristics analysis of ball screw type inerter with planetary flywheel [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2017, 48(7):391-398.(in Chinese)

[6] PAPAGEORGIOU C, HOUGHTON N E, SMITH M C. Experimental testing and analysis of inerter devices[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2009, 131: 101-116.

[7] WANG F C, HONG M F, LIN T C. Designing and testing a hydraulic inerter[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2011, 225: 66-72.

[8] SWIFT S J, SMITH M C, GLOVER A R. Design and modelling of a fluid inerter[J]. International Journal of Control, 2013, 86(11): 2035-2051.

[9] 沈钰杰，陈龙，刘雁玲，等. 基于量子遗传支持向量机的流体惯容预测模型[J]. 振动、测试与诊断，2018，38(5)：897-902.
SHEN Yujie, CHEN Long, LIU Yangling, et al. Predicting model of fluid inerter based on the quantum genetic support vector machine [J]. Journal of Vibration , Measurement & Diagnosis, 2018, 38(5): 897-902. (in Chinese)

[10] KUZNETSOV A, MAMMADOV M, SULTAN I, et al. Optimization of improved suspension system with inerter device of the quarter-car model in vibration analysis [J]. Archive of Applied Mechanics, 2011, 81(10): 1427-1437.

[11] WANG F C, CHAN H A. Vehicle suspensions with a mechatronic network strut [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(5): 811-830.

[12] HU Y, CHEN M Z Q. Low-complexity passive vehicle suspension design based on element-number-restricted networks and low-order admittance networks[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2018, 140(10): 1-7.

[13] MAKRIS N, MOGHIMI G. Displacements and forces in structures with inerters when subjected to earthquakes [J]. Journal of Structural Engineering, 2019, 145(2): 04018260.

[14] DOMENICO D, DEASTRA P, RICCIARDI G, et al. Novel fluid inerter based tuned mass dampers for optimised structural control of base-isolated buildings [J]. Journal of the Franklin Institute, 2019, 356(14): 7626-7649.

[15] LI Y, JIANG J Z, NEILD S A, et al. Optimal inerter-based shock-strut configurations for landing-gear touchdown performance[J]. Journal of Aircraft, 2017, 54(5): 1901-1909.

[16] 葛正，王维锐. 车辆主动惯容式动力吸振悬架系统研究[J]. 振动与冲击，2017，36(1)：167-174.
GE Zheng, WANG Weirui. Vehicle active ISD-DVA suspension system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(1): 167-174. (in Chinese)

[17] 刘昌宁，陈龙，张孝良，等. 可控ISD悬架系统的建模与LQG最优控制[J]. 中国科技论文，2017(4)：403-407.
LIU Changning, CHEN Long, ZHANG Xiaoliang, et al. Controllable ISD suspension system modeling and LQG optimal controller design[J]. China Sciencepaper, 2017(4): 403-407. (in Chinese)

[18] 孙晓强，陈龙，汪少华，等. 滚珠丝杠式惯容器非线性建模与参数辨识[J]. 振动、测试与诊断，2016，36(2)：329-334.
SUN Xiaoqiang, CHEN Long, WANG Shaohua, et al. Nonlinear modeling and parameters identification of ball-screw inerter[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(2): 329-334. (in Chinese)

[19] 孙晓强，陈龙，汪少华，等. 2级串联式ISD悬架非线性建模与参数优化[J]. 农业机械学报，2014，45(6)：7-13.
SUN Xiaoqiang, CHEN Long, WANG Shaohua, et al. Nonlinear modeling and parameter optimization of two-stage series-connected ISD suspension[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2014, 45(6): 7-13. (in Chinese)

[20] MORAES F H, SILVEIRA M, GONÇALVES P J P. On the dynamics of a vibration isolator with geometrically nonlinear inerter[J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 93(3): 1325-1340.

[21] WANG F C, SU W J. Impact of inerter nonlinearities on vehicle suspension control[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(7): 575-595.

[22] KARNOPP D C, MARGOLIS D L, ROSENBERG R C. System dynamics: modeling, simulation, and control of mechatronic systems[M]. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2012: 78-144..

[23] 左鹤声. 机械阻抗方法与应用[M]. 北京：机械工业出版社，1987：95-105.

[24] LIU C, CHEN L, LEE H, et al. A review of the inerter and inerter-based vibration isolation: theory, devices, and applications [J]. Journal of the Franklin Institute, 2022, 359: 7677-7707.

[25] MASSEY B S. Mechanics of fluids[M]. 6th ed. London, UK: Chapman & Hall, 1997: 159-190.



第一作者简介：刘昌宁，男，1992年6月生，博士生。主要研究方向为车辆动态性能模拟与控制。
E-mail：cn271828@163.com

通信作者简介：陈龙，男，1958年7月生，教授、博士生导师。主要研究方向为车辆动态性能模拟与控制。
E-mail：chenlong@ujs.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.010

多自由度固面天线反射面展开动力学分析*

杨全欧[1]，秦远田[1]，陈金宝[1]，李　波[2]
（1.南京航空航天大学航天学院　南京，210016）
（2.上海宇航系统工程研究所　上海，201109）

摘要　某大型6自由度固面天线反射面在展开过程中存在自由摆动的问题，为减小主动控制的难度，需合理设计各关节处的动力，即扭簧的扭矩大小。针对该动力学问题，采用Lagrange第2类方程进行动力学模型推导，从1自由度递推至n自由度，利用Matlab对模型进行数值求解，研究6自由度情形下扭簧扭矩与展开过程的关系，并使用Adams进行辅助验证。通过动力学模型的计算，获得了一组合理的扭簧扭矩初值，在没有外力约束下，可以使得各个反射面能以相互协调的速度与规定的趋势进行展开。结果表明，该研究方法可获得特定条件下扭簧扭矩的控制方案，降低天线反射面展开过程中主动控制的难度。

关键词　天线反射面；Lagrange方程；动力学；扭簧
中图分类号　TH113.2；V416.2

引　言

随着空间技术的发展，航天器所需信息传输能力不断增强，大型可展开天线已成为一种新的发展趋势，可展开空间天线按照反射面材料的不同可分为3类：固体反射面、网状反射面和充气式反射面[1]。其中，大型固面天线具有反射面积大、结构简单及可靠性高等特点。

多自由度天线属于多体动力学模型，多体系统动力学方程的建模基础多种多样，如Newton-Euler方法、Lagrange方程、D′Alembert原理、Jourdain原理、Gauss最小拘束原理、Kane方程、Apell方程和Hamilton方程等，都有成功的应用[2]。王英波等[3]采用Kane方程对并联机器人建立了动力学模型，并通过计算机建模对其模型进行了验证。孙宏丽等[4]采用Kane方程对航天器可展开附件进行动力学模型推导。Guo等[5]利用Jourdain速度变化原理建立了地面太阳能电池阵列系统的动力学方程，并通过Adams进行了验证。赵小英等[6]采用Newton-Euler法对双臂教学机器人进行分析，并实现了Matlab的求解。张清华等[7]采用有限元法和Lagrange方程建立了平面3-RRR柔性并联机器人的刚-弹耦合非线性动力学模型。陈志勇等[8]利用Lagrange方程，建立了柔性空间机械臂系统的动力学模型。Silver[9]比较了所用的Newton-Euler方法和Lagrange方法，并表明在适当的选择下，Lagrange公式等价于Newton-Euler公式。

应用Lagrange第2类方程可以得到与系统自由度数相同的运动微分方程数，Lagrange第2类方程仅用2～3个标量（动能、势能或广义力）便可描述复杂质点系的运动[10]。周洪波等[11]采用Lagrange原理对天线系统进行了动力学建模，按照分量方式对动能与势能进行求解，简化了能量的求解过程。Nie等[12]利用Lagrange方程对网状天线反射面建立动力学模型，推导出预先设计运动下的驱动力。谷勇霞等[13]采用同步带联动机构对太阳能帆板的展开进行动力学分析，其动力源于扭簧。在大型多自由度固面天线反射面展开中，需要使得展开过程稳定可靠，扭簧参数即显得十分重要，因此笔者使用Lagrange方程建立动力学模型并进行分析。

1　固面天线反射面模型

在此分析的天线共有7块反射面、6个铰链，等效为平面6自由度模型，以下将反射面简称为板。图1所示为天线反射面折叠至展开示意图，最左侧的第1块板固定不动，其余板均绕铰链处进行展开，

*　国家自然科学基金面上资助项目（12172168）
收稿日期：2020-05-25；修回日期：2020-08-16

后1块板均相对前1块板展开180°后达到最终展开状态。

相邻板间铰链处装有的扭簧提供展开驱动力，当飞行器入轨以后，压紧机构释放，各块板在扭簧的作用下进行展开。为了简化模型建立的过程，将所有的板简化为相同直杆进行分析，惯性参数一致，展开角度依然保持180°。



(a) 收拢状态 (a) Closed state　(b) 展开过程 (b) Deployment process　(c) 展开状态 (c) Expanded state

图1　天线反射面折叠至展开示意图

Fig.1　Antenna reflecting surface from folded to expaned

2　动力学模型建立

2.1　Lagrange动力学方程

在该模型中，所有能量来源于扭簧的释放，约束力完整，主动力有势，可采用Lagrange第2类方程进行分析。

Lagrange第2类方程的有势力形式为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k}\right)-\frac{\partial L}{\partial q_k}=0 \quad (k=1,2,\cdots,n) \tag{1}$$

其中：拉氏函数 $L=T-V$，T 为系统的动能，V 为系统的势能；q_k 为广义坐标。

根据柯尼希定理：质点系的绝对运动的动能 T 等于系统跟随质心平移的动能与相对质心平移系的转动动能之和，即

$$T=\frac{1}{2}mv^2+T_r \tag{2}$$

2.2　天线反射面动力学模型建立

根据天线反射面简化成的杆模型建立的6自由度简化模型如图2所示。质心在每块板的几何中心，每块板相对前1块板的转角依次为 $\theta_1,\theta_2,\cdots,\theta_n$，则角速度为 $\dot{\theta}_1,\dot{\theta}_2,\cdots,\dot{\theta}_n$。质心依次为 $m_1,m_2,\cdots,m_n$，并在此建立局部坐标系。每块板长均为 l。扭簧刚度依次为 $k_1,k_2,\cdots,k_n$，初始状态预紧力为 $T_{10},T_{20},\cdots,T_{n0}$，此天线中各板质量均为 m。

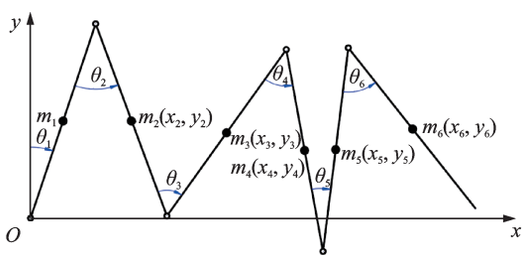


图2　6自由度简化模型

Fig.2　Simplified model with 6 degree of freedom

第1块板的质心速度为

$$v_1=\frac{1}{2}l\dot{\theta}_1 \tag{3}$$

板相对于质心的转速为 $\dot{\theta}_1$，则动能为

$$T_1=\frac{1}{2}m\left(\frac{1}{2}l\dot{\theta}_1\right)^2+\frac{1}{2}J\dot{\theta}_1^2 \tag{4}$$

其中：J 为板相对于其质心的转动惯量。

从第2块板开始，直接得到质心速度较为复杂，从 x,y 两个方向进行分析，分解的位移为

$$\begin{cases} x_2=l\sin\theta_1+\dfrac{l}{2}\sin(\theta_2-\theta_1) \\ y_2=l\cos\theta_1-\dfrac{l}{2}\cos(\theta_2-\theta_1) \end{cases} \tag{5}$$

速度为

$$\begin{cases} \dot{x}_2=l\cos\theta_1\dot{\theta}_1+\dfrac{l}{2}\cos(\theta_2-\theta_1)(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1) \\ \dot{y}_2=-l\sin\theta_1\dot{\theta}_1+\dfrac{l}{2}\sin(\theta_2-\theta_1)(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1) \end{cases} \tag{6}$$

第2板的动能为

$$T_2=\frac{1}{2}m\left(\dot{x}_2^2+\dot{y}_2^2\right)+\frac{1}{2}J\left(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1\right)^2 \tag{7}$$

以此类推，第 n 块板2个方向位置和速度分别如式(8)和式(9)所示

$$\begin{cases} x_n=l\sin\theta_1+l\sin(\theta_2-\theta_1)+\cdots+l\sin\left(\theta_{n-1}-\left(\theta_{n-2}-\cdots(\theta_2-\theta_1)\cdots\right)\right)+ \\ \qquad \dfrac{l}{2}\sin\left(\theta_n-\left(\theta_{n-1}-\cdots(\theta_2-\theta_1)\cdots\right)\right) \\ y_n=(-1)^0 l\cos\theta_1+(-1)^1 l\cos(\theta_2-\theta_1)+\cdots+(-1)^{n-2}l\cos\left(\theta_{n-1}-\left(\theta_{n-2}-\cdots(\theta_2-\theta_1)\cdots\right)\right)+ \\ \qquad (-1)^{n-1}\dfrac{l}{2}\cos\left(\theta_n-\left(\theta_{n-1}-\cdots(\theta_2-\theta_1)\cdots\right)\right) \end{cases} \tag{8}$$

$$\begin{cases}\dot{x}_n = l\cos\theta_1\dot{\theta}_1 + l\cos(\theta_2-\theta_1)\left(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1\right)+\cdots+\\ \quad l\cos\left(\theta_{n-1}-\left(\theta_{n-2}-\cdots(\theta_2-\theta_1)\cdots\right)\right)\left(\dot{\theta}_{n-1}-\left(\dot{\theta}_{n-2}-\cdots\left(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1\right)\cdots\right)\right)+\\ \quad \frac{l}{2}\cos\left(\theta_n-\left(\theta_{n-1}-\cdots(\theta_2-\theta_1)\cdots\right)\right)\left(\dot{\theta}_n-\left(\dot{\theta}_{n-1}-\cdots\left(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1\right)\cdots\right)\right)\\ \dot{y}_n=(-1)^1 l\sin\theta_1\dot{\theta}_1+(-1)^2 l\sin(\theta_2-\theta_1)\left(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1\right)+\cdots+\\ \quad (-1)^{n-1} l\sin\left(\theta_{n-1}-\left(\theta_{n-2}-\cdots(\theta_2-\theta_1)\cdots\right)\right)\left(\dot{\theta}_{n-1}-\left(\dot{\theta}_{n-2}-\cdots\left(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1\right)\cdots\right)\right)+\\ \quad (-1)^n\frac{l}{2}\sin\left(\theta_n-\left(\theta_{n-1}-\cdots(\theta_2-\theta_1)\cdots\right)\right)\left(\dot{\theta}_n-\left(\dot{\theta}_{n-1}-\cdots\left(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1\right)\cdots\right)\right)\end{cases} \tag{9}$$

第n块板的动能为

$$T_n=\frac{1}{2}m\left(\dot{x}_n^2+\dot{y}_n^2\right)+\frac{1}{2}J((-1)^{n-1}\dot{\theta}_n+\cdots+(-1)^1\dot{\theta}_2+(-1)^0\dot{\theta}_1)^2 \tag{10}$$

合计得到n块板的总动能为

$$T=\sum_{i=1}^{n}T_i \tag{11}$$

该多自由度系统处于无重力运动环境，其势能即为扭簧的弹性势能，预紧力为T_{i0}，初始角度为θ_{i0}，则第i个扭簧对应的势能为

$$V_i=\frac{1}{2}k_i(\theta_{i0}-\theta_i)^2 \tag{12}$$

其中：$\theta_{i0}=T_{i0}/k_i$；k_i为第i个扭簧的刚度。

该系统的总势能为

$$V=\sum_{i=1}^{n}V_i \tag{13}$$

根据式(1)、式(11)和式(13)，6自由度天线的动力学方程为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial\dot{\theta}_i}\right)-\frac{\partial L}{\partial\theta_i}=0\quad(i=1,2,\cdots,6) \tag{14}$$

$$L=\sum_{i=1}^{6}T_i-\sum_{i=1}^{6}V_i \tag{15}$$

每块板根据式(14)求解偏微分和导数后，含有θ_i，$\dot{\theta}_i$，$\ddot{\theta}_i$待求项。将所有板对应的等式进行联立求解，$\ddot{\theta}_i$用θ_i和$\dot{\theta}_i$表示出来，根据数值积分方法，下一时刻的角度与角速度，可以使用前些时刻的角度、角速度及角加速度求解得到，经过不断迭代，可得到一段时间内角度、角速度随时间变化的规律。

3 数值求解

3.1 Matlab程序实现

根据式(14)，采用Matlab编程对该6自由度系统进行数值求解。首先，用拉氏函数L对$\dot{\theta}$求偏导，得到1阶偏导函数，并结合subs函数对部分变量进行替换后，再对时间t求导；其次，在获得不含有偏微分的Lagrange第2类方程简化形式后，联立各个方程采用vpasolve函数进行求解，得到加速度的数值解；最后，将这些值返回到ode45函数当中对角度与角速度进行求解。

3.2 初值条件及计算结果

3.2.1 扭簧相同初始扭矩

表1为仿真条件。对于该系统的6自由度模型，取每个扭簧的初始扭矩大小相等，刚度一致，不记扭簧及铰链质量，并根据表中的参数进行动力学计算。

表1 仿真条件

Tab.1 Simulation conditions

参数	数值
单块板质量/kg	15
单块板长度/mm	1 500
扭簧刚度/(N·mm·(°)$^{-1}$)	10
扭簧初始扭矩/(N·mm)	3 000

计算时间取2 s，相同扭矩下Matlab计算的展开角度和角速度分别如图3，4所示。由图可见，各转角存在较大的差别，且出现了负角度，与扭矩方向相反，实际过程表现为碰撞形式，所以初始扭矩相同时的效果不好。

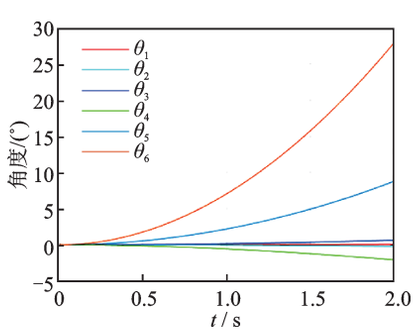


图3 相同扭矩下Matlab计算的展开角度

Fig.3 Angle results calculated by Matlab under the same torque

为了验证动力学模型推导的准确性，采用Adams动力学仿真软件进行对比分析。根据图2建立6根细长杆模型，设置旋转副，添加扭簧，参数同表1，各板质量相同，无重力环境，仿真时长为2 s，相

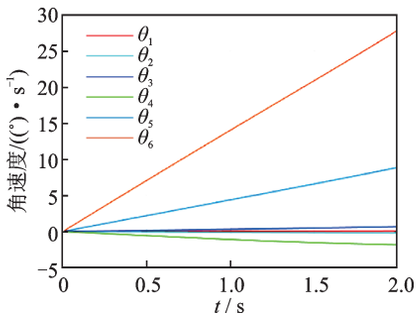


图 4　相同扭矩下 Matlab 计算的展开角速度

Fig.4　Angular velocity results calculated by Matlab under the same torque

同扭矩下 Adams 计算的展开角度和角速度分别如图 5，6 所示。Matlab 数值计算和 Adams 仿真计算的角度、角速度在 2 s 时的取值对比如表 2 所示。

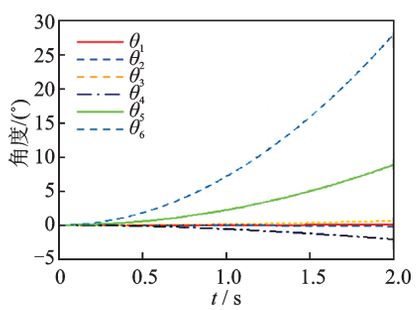


图 5　相同扭矩下 Adams 计算的展开角度

Fig.5　Angle results calculated by Adams under the same torque

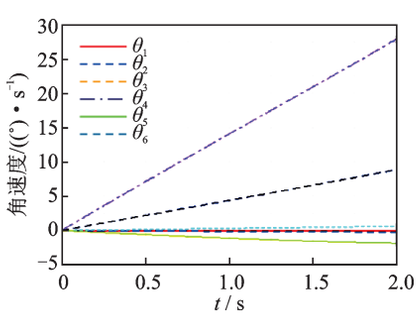


图 6　相同扭矩下 Adams 计算的展开角速度

Fig.6　Angular velocity results calculated by Adams under the same torque

表 2　在 2 s 时的取值对比

Tab.2　Comparison of values at 2 seconds

角度位置	数值计算的角度/(°)	仿真计算的角度/(°)	数值计算的角速度/((°)·s⁻¹)	仿真计算的角速度/((°)·s⁻¹)
θ_1	0.06	0.06	0.07	0.07
θ_2	−0.20	−0.20	−0.22	−0.22
θ_3	0.64	0.64	0.66	0.66
θ_4	−2.08	−2.08	−1.82	−1.82
θ_5	8.80	8.80	8.88	8.89
θ_6	27.95	27.94	27.87	27.86

通过图 3 与图 5、图 4 与图 6 的对比以及表 2 的数据对比，可以发现 Matlab 数值计算结果与 Adams 仿真计算结果基本一致。

3.2.2　扭簧初始扭矩优化

天线反射面的展开过程中，除了要考虑各板的展开速度，还要控制展开整体趋势。如图 7 箭头指示的运动包络，该展开趋势会使板与部件 A 发生碰撞，即为不合理的展开趋势；而图 8 箭头指示的运动包络，则不会对部件 A 造成碰撞，即为合理的展开趋势。

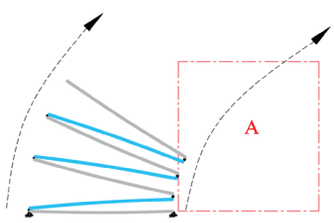


图 7　不合理的展开趋势

Fig.7　Unreasonable deployment trend

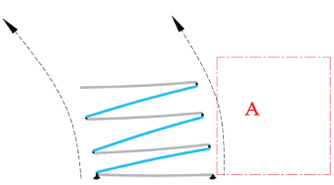


图 8　合理的展开趋势

Fig.8　Reasonable deployment trend

为了使展开速度与展开趋势更优，采取了图 9 所示的扭簧初始扭矩优化流程，其余参数不变，进行动力学方程数值运算。

在图 9 中，各扭簧的初始扭矩均为 3 000 N·mm。在对第 i 个扭簧的扭矩调整时，均要检查前面 $i-1$

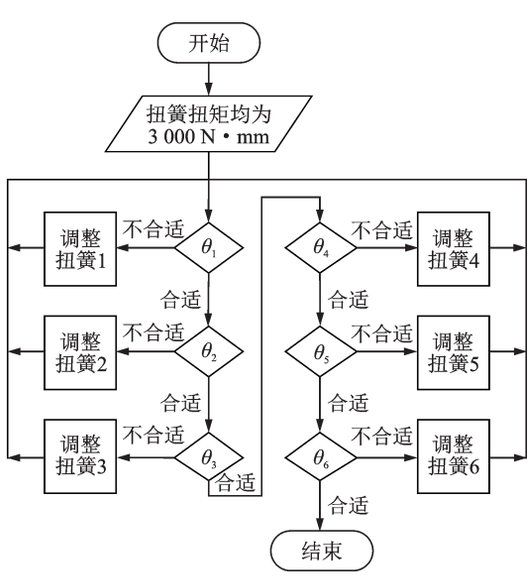


图 9　扭簧初始扭矩优化流程

Fig.9　The optimization process of the initial torque of torsion springs

个关节处的角速度与角度变化情况，若角速度过大，则需要降低此处的初始扭矩，反之则需增大，直至合适的状态，再对下一个扭簧进行调整。

经过多次的调整，得到了如表3所示的1组初始扭矩，既保证各板之间的展开速度均衡，又使得整体趋势如图8所示一样合理进行。

表3 各扭簧处的初始扭矩

Tab.3 The initial torque of each torsion spring

位置	扭矩初值/(N·mm)
扭簧1	7 800
扭簧2	6 000
扭簧3	6 500
扭簧4	4 800
扭簧5	4 000
扭簧6	2 100

表3的数据在Matlab中计算的展开角度和角速度分别如图10，11所示。通过Adams仿真得到的角度和角速度分别如图12，13所示。

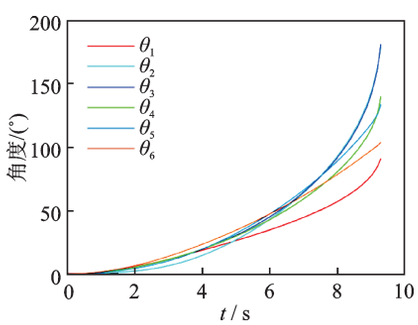


图10 优化后Matlab计算的展开角度

Fig.10 Angle results calculated by Matlab after optimization

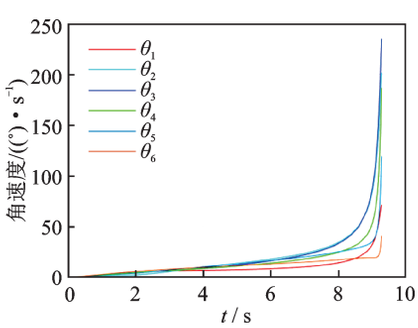


图11 优化后Matlab的展开角速度

Fig.11 Angular velocity results calculated by Matlab after optimization

图10～13结果显示，在优化初始扭矩的情况下，各板间的展开速度更加接近，展开过程更有规律，更符合要求。每块板展开180°后，对接锁就会对相连板进行锁定，该位置不再继续展开，在Matlab的计算过程中，第1个展开到180°的是θ_3，此时的时间为9.3 s，若继续计算，则θ_3会超过180°，后面的计

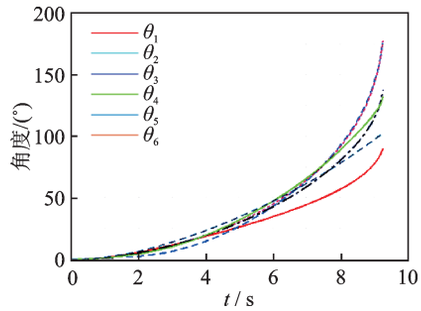


图12 优化后Adams计算的展开角度

Fig.12 Angle results calculated by Adams after optimization

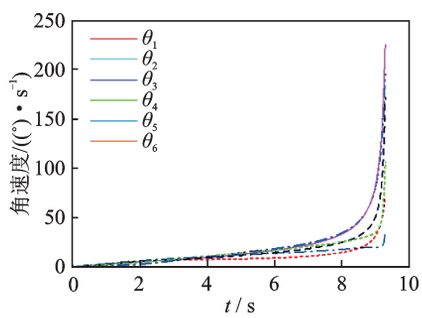


图13 优化后Adams的展开角速度

Fig.13 Angular velocity results calculated by Adams after optimization

算结果将不是天线展开所需要的，因此取值到9.3 s即可。图14为优化后Adams中的可视化展开过程，按照此趋势下去，每个铰链转动到180°均进行锁定，最终可得到正确且完整的展开状态。

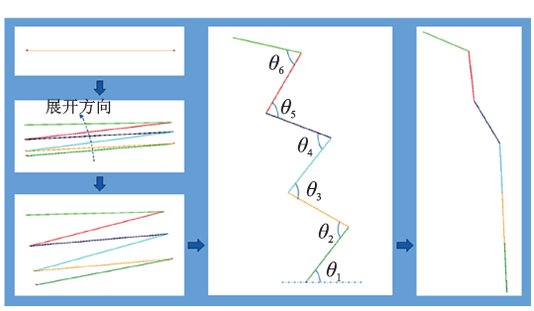


图14 优化后Adams中的可视化展开过程

Fig.14 Visualized deployment process in Adams after optimization

表4为Matlab数值计算和Adams仿真计算的角度、角速度在9.3 s时的取值对比。由表可见，采用数值计算得到的角度、角速度结果与Adams仿真计算得到的结果出现了一定差异，比2 s时的误差要大，主要表现在小数点后的数字上。造成此情况的主要原因如下：

1）动力学模型采用的数值计算，存在迭代误差，时间越长，则误差越大；

2）Adams中使用的模型并不是理想的细长杆，杆存在一定的厚度，而且端部为圆弧形，其转动惯量与Matlab中计算的值存在微小误差。

表 4　在 9.3 s 时取值对比

Tab.4　Comparison of values at 9.3 seconds

角度位置	数值计算角度/(°)	仿真计算角度/(°)	数值计算角速度/((°)·s^{-1})	仿真计算角速度/((°)·s^{-1})
θ_1	90.67	90.50	71.76	71.67
θ_2	179.20	179.20	201.20	200.90
θ_3	180.60	179.85	234.90	234.60
θ_4	139.50	139.53	186.60	186.37
θ_5	133.20	133.22	119.60	119.53
θ_6	103.60	103.54	41.36	41.39

4　结　论

1）将多自由度固面天线反射面简化为杆结构，采用Lagrange第2类动力学方程进行推导，得到了n自由度天线的动力学模型。采用Matlab进行数值求解，获得6自由度固面天线反射面模型每个关节处的展开角度与角速度。

2）在扭簧作为动力源的天线反射面展开过程中，不含其他的展开约束，相同的初始扭矩会导致反射面的运动规律混乱，除了产生板间碰撞，还容易与周围其他部件发生干涉，存在安全隐患。

3）根据Lagrange动力学模型，采用循环调整法，优化得到合理的扭簧扭矩初值，使得天线各反射面能够以合理的速度展开，且在合适的运动包络内进行，不会自身碰撞或与周围部件碰撞。该方法不仅可以降低天线展开过程中主动控制的难度，而且对于空间太阳电池板的展开也具有一定参考价值。

参　考　文　献

[1] 张辰，韦娟芳，戚学良，等. 径向肋可展开天线动力学特性试验研究[J]. 振动、测试与诊断，2018，38(4)：780-784.
ZHANG Chen，WEI Juanfang，QI Xueliang，et al. Experimental study on dynamic characteristics of radial rib deployable antenna[J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2018，38(4)：780-784.（in Chinese）

[2] 刘艳梨，朱永梅. 基于Lagrange方法的平面双摆机构多体动力学研究[J]. 机械设计与制造，2009(5)：75-77.
LIU Yanli，ZHU Yongmei. Research on multi-body dynamics for plane double pendulum based on Lagrange's method[J]. Machinery Design & Manufacture，2009(5)：75-77.（in Chinese）

[3] 王英波，黄其涛，郑书涛，等. Simulink和SimMechanics环境下并联机器人动力学建模与分析[J]. 哈尔滨工程大学学报，2012，33(1)：100-105.
WANG Yingbo，HUANG Qitao，ZHENG Shutao，et al. Dynamic modeling and analysis of a parallel manipulator using Simulink and SimMechanics[J]. Journal of Harbin Engineering University，2012，33(1)：100-105.（in Chinese）

[4] 孙宏丽，张少伟，谭天乐. 航天器可展附件展开动力学建模研究[J]. 上海航天，2015，32(1)：1-4，35.
SUN Hongli，ZHANG Shaowei，TAN Tianle. Deployment dynamics modeling of spacecraft deployable accessories[J]. Aerospace Shanghai，2015，32(1)：1-4，35.（in Chinese）

[5] GUO S J，LI H Q，CAI G P. Deployment dynamics of a large-scale flexible solar array system on the ground[J]. The Journal of the Astronautical Sciences，2019，66(3)：225-246.

[6] 赵小英，梅志千. 双臂教学机器人的运动分析及仿真[J]. 河海大学常州分校学报，2006(1)：24-27.
ZHAO Xiaoying，MEI Zhiqian. Kinematics analysis and simulation on two-arm teaching manipulator[J]. Journal of Hohai University Changzhou，2006(1)：24-27.（in Chinese）

[7] 张清华，张宪民. 平面3-RRR柔性并联机器人动力学建模与分析[J]. 振动工程学报，2013，26(2)：239-245.
ZHANG Qinghua，ZHANG Xianmin. Dynamic modeling and analysis of planar 3-RRR flexible parallel robots[J]. Journal of Vibration Engineering，2013，26(2)：239-245.（in Chinese）

[8] 陈志勇，陈力. 柔性空间机械臂振动抑制的模糊终端滑模控制[J]. 振动、测试与诊断，2010，30(5)：481-486.
CHEN Zhiyong，CHEN Li. Fuzzy terminal sliding mode control of vibration suppression of flexible space manipulator[J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2010，30(5)：481-486.（in Chinese）

[9] SILVER W M. On the equivalence of Lagrangian and Newton-Euler dynamics for manipulators[J]. International Journal of Robotics Research，1982，1(2)：60-70.

[10] 范钦珊，陈建平. 理论力学[M]. 北京：高等教育出版社，2010：367-380.

[11] 周洪波，贾艳霞. 基于拉格朗日原理天线系统动力学模型建立[J]. 河北省科学院学报，2015，32(2)：6-8.
ZHOU Hongbo，JIA Yanxia. Dynamics mode of the antenna based on Lagrange theory[J]. Journal of the Hebei Academy of Sciences，2015，32(2)：6-8.（in Chinese）

[12] NIE R，HE B Y，ZHANG L H. Deployment dynamics modeling and analysis for mesh reflector antennas considering the motion feasibility[J]. Nonlinear Dynamics，2018，91(1)：549-564.

[13] 谷勇霞，杨天夫，郭峰. 考虑多间隙的帆板式展开机构动力学分析[J]. 振动、测试与诊断，2015(1)：36-41.
GU Yongxia，YANG Tianfu，GUO Feng. Dynamic performance of a solar array deployable mechanism with multiple clearances[J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2015(1)：36-41.（in Chinese）



第一作者简介：杨全欧，男，1996年3月生，硕士生。主要研究方向为空间天线展开动力学及工业机器人惯性参数辨识等。
E-mail：yangquanou@foxmail.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.011

修正自适应滤波算法的道路噪声主动控制系统*

张立军[1]， 皮雄飞[1]， 孟德建[1]， 曹 诚[2]， 赵 野[2]， 束 元[2]， 张梦浩[2]
（1.同济大学汽车学院 上海，201804）
（2.上海大众汽车有限公司 上海，201804）

摘要 针对车内道路噪声主动控制系统中传感器直流偏量引起的系统失稳问题，建立了一种新的修正多通道自适应滤波的道路噪声主动控制算法。首先，以多重相干为综合评价指标，以实车道路试验下测得的24个加速度信号为基础，选取了4个加速度信号作为参考信号；其次，以2个车载扬声器为次级声源，驾驶员头枕位置为控制目标，在Simulink环境下搭建4个参考信号、2个扬声器和1个麦克风的多通道车内道路噪声主动控制系统，并用不同路面（比利时路面、粗沥青路面）不同车速下采得的数据进行了仿真验证；最后，搭建了基于dSPACE的主动控制系统硬件在环试验平台，以验证不同工况下系统的有效性。结果表明：仿真结果与试验结果相一致，在不同工况下都可以取得稳定有效的降噪效果，验证了修正算法的有效性。

关键词 车内道路噪声主动控制；自适应滤波算法；硬件布放优化；道路试验
中图分类号 TB535+.2

引 言

随着汽车动力系统噪声控制技术的提升及汽车电动化进程的加快，车内道路噪声日渐成为车内主导噪声。噪声主动控制技术具有低频控制效果好的特点，逐渐成为车内低频结构型道路噪声控制的主流方法[1-3]。

车内道路噪声主动控制目前主要以FxLMS算法为主，在试验室或单一道路匀速工况下试验。在试验方法上，刘先锋等[4]在粗糙沥青路面上以80 km/h的速度空挡滑行对道路噪声进行研究，发现75 Hz处的噪声是由车内空腔2阶声学模态与后车顶第6阶局部大模态耦合导致共振产生。邓海燕[5]在消声试验室中搭建了快速控制原型试验平台并进行了硬件在环仿真试验。Zafeiropoulos[6]在其研究中使用激振器对车辆左后轮施加激振力，模拟了车内道路噪声，进行道路噪声主动控制，并将模拟结果与实车测量结果进行对标，在稳态工况下取得较好的一致性。在硬件布置上，张频捷等[7]利用声固耦合边界元方法与多目标遗传算法实现了车内噪声主动控制系统扬声器和麦克风的布放方案优化。王登峰等[8]在固定麦克风布放方案的基础上，改变扬声器的位置，利用试验对比了各种方案的实际降噪效果，取得了较优的硬件布放方案。Milani等[9]对车内道路噪声控制系统的扬声器和加速度传感器的布放位置进行了优化，取得较好的控制效果，但没有考虑加速度传感器的布放数量，以及信号方向选取对控制效果的影响。

目前，在硬件布放方面缺少对加速度传感器选取优化的考虑，道路噪声主动控制道路试验较少且控制效果不好。笔者针对此现状，首先，开展数据采集试验，对参考加速度进行布放优化并对车内道路噪声特性进行分析；其次，提出修正算法抑制传感器直流分量，并通过离线仿真对控制效果进行分析；最后，搭建硬件在环试验平台，进行实车道路试验并将试验结果与仿真结果对比分析，验证修正算法与参考信号位置选取的准确性。

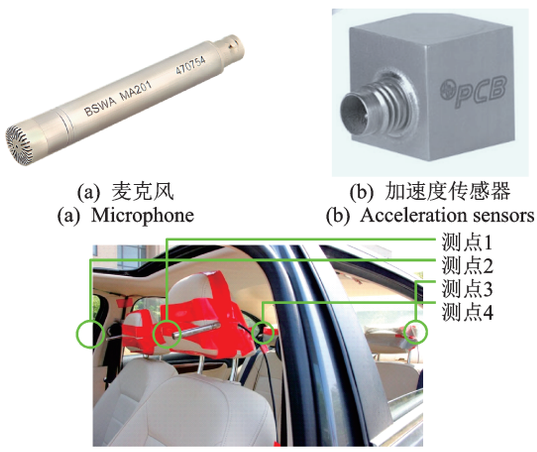
1 参考信号选取优化

1.1 基于LMS数采的数据获取试验

由道路噪声主动控制基本原理可知，选取与初级噪声高相干度的加速度信号至关重要。笔者在上汽大众试车场进行了道路噪声信号采集试验。搭建了基于LMS数采的测试平台，根据ISO 5128-80内部噪声测量标准，在车身与悬架之间的连接点处布

* 国家自然科学基金资助项目（52072268）
收稿日期：2020-06-11；修回日期：2020-09-22

置了 8 个三向加速度传感器，并且在驾驶员和乘员的耳朵附近布置了声压传感器，传感器和布置位置如图 1 所示。在车速为 60 km / h 的比利时路面条件下，采集悬架与车身连接点的 24 个振动加速度信号和车内 4 个声压信号。



(a) 麦克风　(b) 加速度传感器
(a) Microphone　(b) Acceleration sensors
(c) 麦克风布放位置
(c) Microphone placement

图 1　传感器和布置位置

Fig.1　Sensors and placement

对试验中采集到的声压信号进行分析，得到 4 个座位处的道路噪声 A 计权声压级，麦克风功率谱密度如图 2 所示。由图可见，传入车内的道路噪声声压级较高的频带范围主要集中在 75～130 Hz 的轰鸣声以及 220～240 Hz 的轮胎空腔共鸣噪声。轰鸣声主要由悬架振动引起的车身板件振动产生，轮胎空腔共鸣噪声由轮胎空腔共振经悬架传递到车身引起。对于这 2 种噪声，主要通过采用修改车身或悬架结构[10-11]、在轮胎内增加吸音棉或修改轮胎和轮辋结构的方式进行被动控制[12]，但是有的控制方式从成本和可靠性方面考虑难以实施和维护[13]，而主动控制可以弥补被动控制方法的不足，是一种重要的道路噪声控制手段。因此，在道路噪声主动控制系统的开发过程中，选择参考信号时应该重点关注这 2 种噪声频段。

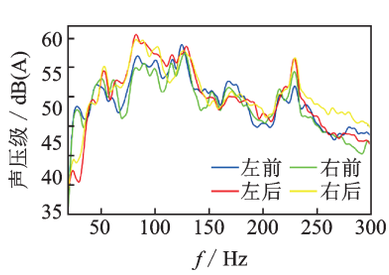


图 2　麦克风功率谱密度

Fig.2　Power spectral density of microphone

1.2　最优加速度位置选取

笔者利用多重相干性作为最佳加速度位置选取的评价指标，选出与驾驶员位置相干性最高的加速度组合。由于试验中的加速度信号较多，直接用穷举法对所有可能的组合计算多相干函数需要耗费大量计算资源。针对此问题，首先，对所有加速度信号进行常相干分析，预先选出常相干函数较大的部分信号；其次，根据需求确定参考信号的数量，再从常相干分析获得的信号中生成可能的参考信号组合，并计算每组信号组合中加速度信号与驾驶员位置的麦克风信号的重相干函数；最后，将 75～130 Hz 和 220～240 Hz 频率范围内重相干函数的均方根值最大的组合确定为参考信号。

计算每个加速度信号和驾驶员处声压信号的常相干函数，如图 3 所示。由图可知，具有高相干性的频带主要是 70～120 Hz 和 220～240 Hz。预选出 10 个在关心频带上与麦克风声压信号常相干较高的加速度信号，其序号如表 1 所示。考虑到控制器通道数量与计算量的限制，选取 4 个加速度信号作为参考信号。因此，本研究的参考信号选取问题简化为从 10 个相干性较高的加速度信号中选取 4 个作为参考信号。对这 10 个加速度信号进行排列组合，共计 210 种组合。

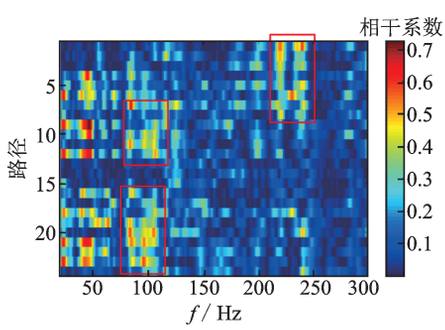


图 3　每个加速度信号与驾驶员处声压信号的常相干函数

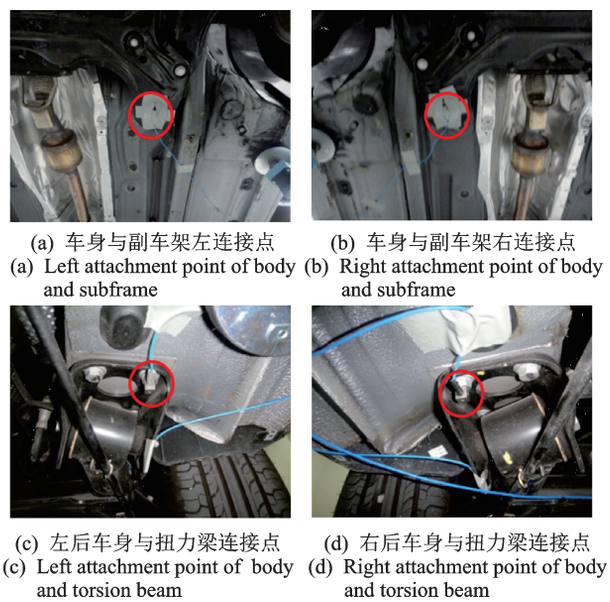
Fig.3　Constant coherence function of each acceleration signal and sound pressure signal at the driver's position

表 1　参考加速度序号

Tab.1　Reference acceleration number

信号序号	加速度传感器布放位置及方向
1	前桥减振器与车身左接附点垂向
2	前桥减振器与车身右接附点纵向
3	后桥减震器与车身左接附点垂向
4	后桥减震器与车身右接附点垂向
5	车身、副车架左接附点垂向
6	车身、副车架右接附点垂向
7	车身、扭力梁左接附点垂向
8	车身、扭力梁左接附点纵向
9	车身、扭力梁右接附点垂向
10	车身、扭力梁右接附点纵向

计算210种组合对应的重相干函数(4个加速度信号与1个麦克风信号)的均方根值。得出与驾驶员位置相干性最大的加速度信号组合,对应的4个最优加速度信号编号分别为5,6,8和9,即车身与副车架左接附点垂向、车身与副车架右接附点垂向、车身与扭力梁左接附点纵向、车身与扭力梁右接附点垂向,最优加速度位置如图4所示。



(a) 车身与副车架左连接点 (b) 车身与副车架右连接点
(a) Left attachment point of body and subframe (b) Right attachment point of body and subframe
(c) 左后车身与扭力梁连接点 (d) 右后车身与扭力梁连接点
(c) Left attachment point of body and torsion beam (d) Right attachment point of body and torsion beam

图4 最优加速度位置

Fig.4 The position of the optimal acceleration

选取的参考信号与麦克风信号的最优布放组合重相干函数如图5所示。可以看出,在75~130 Hz和220~240 Hz目标频带内,参考加速度信号组合与麦克风处声压信号的相干度都很高,最高为0.94,因此理论上使用这4个加速度信号作参考信号可以达到很好的降噪效果。下面将通过仿真和试验验证参考信号选取的正确性。

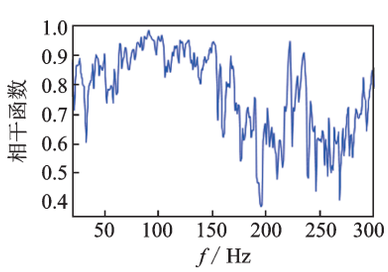


图5 最优布放组合重相干函数

Fig.5 Multicoherence function of optimal placement combination

2 基于修正FxLMS算法的离线仿真

2.1 FxLMS算法

笔者所建立的车内道路噪声主动控制系统模型包括J个参考加速度信号与M个次级声源以及K个误差麦克风信号。用$x(n)=[x_1(n)\ x_2(n)\ \cdots x_J(n)]^{\mathrm{T}}$表示参考信号矢量,$y(n)=[y_1(n)\ y_2(n)\ \cdots y_M(n)]^{\mathrm{T}}$表示次级声信号。多通道主动控制系统示意图如图6所示。

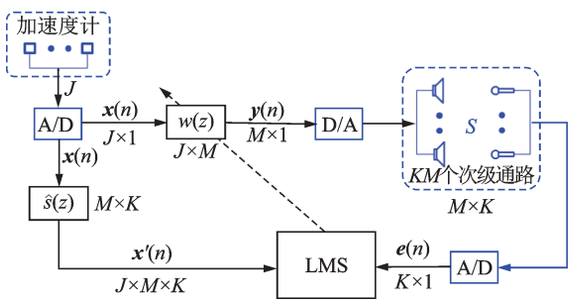


图6 多通道主动控制系统示意图

Fig.6 Schematic diagram of multi-channel active control system

由J个参考信号生成M个次级声信号输入,权系数的更新公式为$J\times M$的矩阵,即

$$\boldsymbol{W}(n)=\begin{bmatrix}\boldsymbol{w}_{11}(n) & \boldsymbol{w}_{12}(n) & \cdots & \boldsymbol{w}_{1M}(n)\\ \boldsymbol{w}_{12}(n) & \boldsymbol{w}_{22}(n) & \cdots & \boldsymbol{w}_{2M}(n)\\ \vdots & \vdots & & \vdots\\ \boldsymbol{w}_{J1}(n) & \boldsymbol{w}_{J2}(n) & \cdots & \boldsymbol{w}_{JM}(n)\end{bmatrix} \tag{1}$$

其中:$\boldsymbol{w}_{jm}(n)=\left[w_{jm,1}(n)\quad w_{jm,2}(n)\quad\cdots\quad w_{jm,L}(n)\right]^{\mathrm{T}}$为在$n$时刻的$L$阶自适应滤波器的权系数矢量。

得到权系数矢量后,则M个次级声源输入信号可以表示为

$$y_m(n)=\sum_{j=1}^{J}\boldsymbol{w}_{jm}^{\mathrm{T}}(n)\boldsymbol{x}_j(n) \tag{2}$$

其中:$\boldsymbol{x}_j(n)=\left[x_j(n)\quad x_j(n-1)\quad\cdots\quad x_j(n-L)\right]^{\mathrm{T}}$为第$j$个参考信号矢量。

由于次级通路的存在,以$d_k(n)$表示第n时刻在误差麦克风位置的初级道路噪声信号,$\boldsymbol{s}_{mk}$表示第m个扬声器到第k个误差麦克风的单位脉冲响应,$y'_k(n)$表示所有次级源输入信号经过次级通路传递到第k个误差麦克风位置的声压信号,则

$$y'_k(n)=\sum_{m=1}^{M}\boldsymbol{s}_{mk}*y_m(n) \tag{3}$$

第k个麦克风获得的误差信号可以表示为

$$e_k(n)=d_k(n)-y'_k(n) \tag{4}$$

误差信号要取得最小值,此时自适应滤波器权系数矢量$\boldsymbol{w}_{jm}(n)$为

$$\boldsymbol{w}_{jm}(n+1)=\boldsymbol{w}_{jm}(n)+2\mu\sum_{k=1}^{K}\boldsymbol{x}'_{jmk}(n)e_k(n) \tag{5}$$

2.2　修正算法

在进行噪声主动控制时，发现参考加速度信号与误差麦克风信号都存在一个直流偏量，使得误差信号与加速度信号失真，从而影响控制效果。经过前期的大量试验和研究发现，在模型中加入数字滤波器会给输入信号引入一定的时延，引起控制系统发散。针对此问题，笔者提出了一种不引入时延的去信号直流算法，即

$$y(n)=x(n)-\bar{x}(n)\approx x(n)-\frac{\sum_{i=0}^{f_s-1}x(n-i)}{f_s} \tag{6}$$

其基本算法原理为对参考信号输入时刻的前1个采样周期内的信号值求取平均值，用输入信号减去所得平均值得出去直流偏量后的输入信号。根据算法原理建立的去直流算法模型如图7所示。

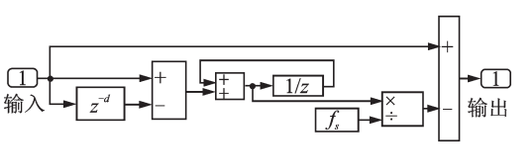


图7　去直流算法模型

Fig.7　Algorithm model for DC removal

2.3　基于修正FxLMS的模型搭建与离线仿真

以驾驶员座位处为控制点，根据修正多通道FxLMS算法原理，使用4个参考信号和2个扬声器，搭建了基于Matlab/Simulink的车内噪声主动控制仿真模型。

使用试验测得的比利时滑行工况、粗沥青滑行工况数据进行离线仿真，次级通路采用实测的真实次级通路，采样频率为2 048 Hz，滤波器阶数为256阶，收敛系数为0.02，2种路面仿真结果分别如图8和图9所示。其中：红色曲线为试验测得的真实数据；蓝色曲线为仿真得到的降噪后的数据。由图可见，在目标频带（75～130 Hz和220～240 Hz）内，2种工况均有良好的降噪效果，并且没有出现发散现象；而其他相干性较低的频带的降噪量较低，与上文相干性分析的结果比较一致。在比利时路面滑行工况下，最大降噪量可达6.5 dB；在粗沥青路面滑行工况下，最大降噪量可达6 dB。仿真结果表明，笔者建立的车内道路噪声的多通道主动控制模型对2种典型路面噪声具有良好的控制效果，验证了加速度信号与麦克风信号的相干性分析及修正算法的正确性。

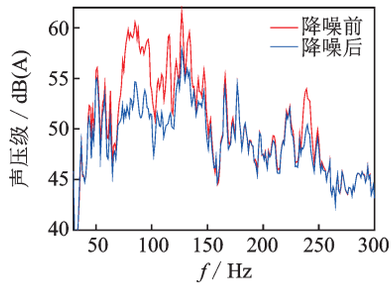


图8　比利时路面仿真结果

Fig.8　Simulation results of Belgian pavement

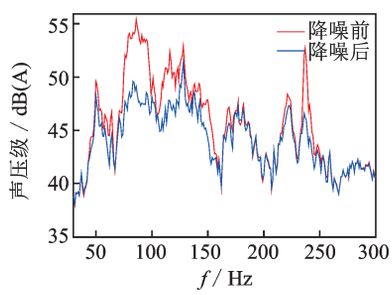


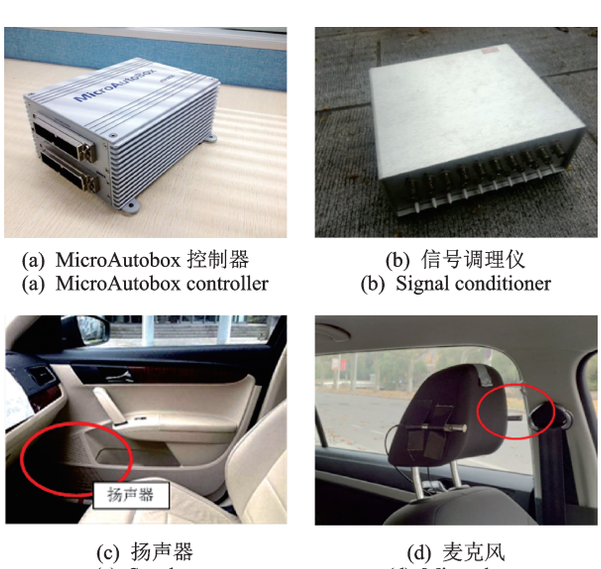
图9　粗沥青路面仿真结果

Fig.9　Simulation results of rough asphalt pavement

3　基于dSPACE的实车道路试验

3.1　硬件在环平台搭建

为了进一步验证参考信号的选择位置及修正算法的正确性，笔者使用4个加速度传感器、2个车载扬声器和1个麦克风，搭建了基于dSPACE的硬件在环试验平台，进行实车试验。试验仪器与设备如图10所示，硬件在环试验平台如图11所示。



(a) MicroAutobox 控制器
(a) MicroAutobox controller

(b) 信号调理仪
(b) Signal conditioner

(c) 扬声器
(c) Speaker

(d) 麦克风
(d) Microphone

图10　试验仪器与设备

Fig.10　Test instruments and equipment

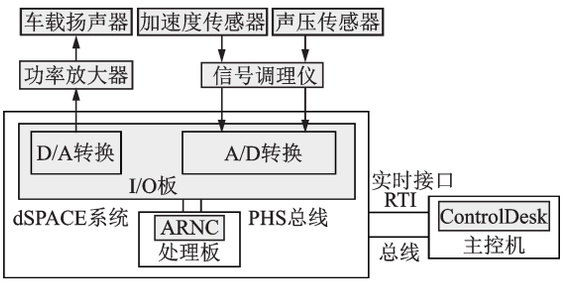


图 11 硬件在环试验平台

Fig.11 Hardware-in-the-loop test platform

试验中,声压传感器布置于驾驶员座位处,加速度计布置于选取的 4 个位置,扬声器使用前排 2 个车载扬声器。试验中 MicroAutobox、信号调理仪、功率放大器以及供电装置均布置在汽车行李舱中。

3.2 试验工况

笔者选择道路噪声比较明显的粗沥青路面与比利时路面作为试验道路,进行道路噪声的主动控制。试验工况如下:

1) 比利时路面,车速为 60 km/h 滑行,车内乘坐 4 个乘员,采样频率为 2 048 Hz,滤波器阶数为 256 阶,收敛系数为 0.02,功放选用低通滤波挡;

2) 粗沥青路面,车速为 60 km/h 滑行,其他设置与比利时路面工况一致。

3.3 试验结果

在比利时路面滑行和粗沥青路面滑行 2 种工况下,控制系统的降噪效果分别如图 12 和图 13 所示。由图 12 可以看出,主动控制系统在比利时滑行工况下,对于 70～120 Hz 频带内的噪声具有良好的降噪效果,最大降噪量可达 5 dB,在 240 Hz 附近有 2 dB 的降噪量,在其他相干性较低的频段降噪效果很小。由图 13 可以看出,道路噪声主动控制在粗沥青路面工况下,车内噪声也具有良好的消噪效果,对于 70～120 Hz 频带内的最大降噪量可达 5 dB,在 240 Hz 附近有 3 dB 的降噪量。

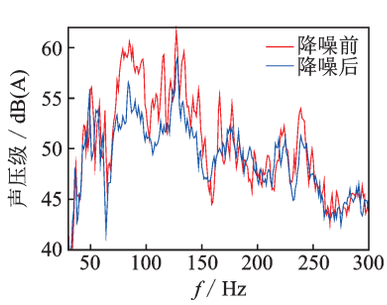


图 12 比利时路面降噪效果

Fig.12 Noise reduction effect of Belgian pavement

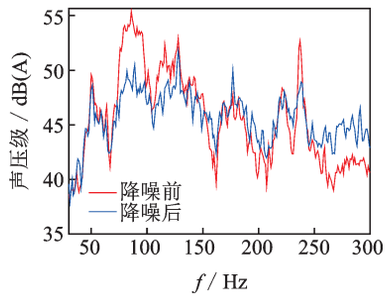


图 13 粗沥青路面降噪效果

Fig.13 Noise reduction effect of rough asphalt pavement

虽然实车试验取得了良好的降噪效果,但是与仿真结果相比,试验结果降噪后的整体声压级有一定的偏高,少数频段会出现声压级变高的现象,其主要原因是实车内声场较为复杂,实时性控制要求较高,还有一些车外噪声(风噪等)的干扰,使得降噪量没有仿真的高。此外,在比利时路面工况下,230 Hz 附近的频段上,参考信号和噪声信号的相干性很高,但是降噪量却一般,其原因可能是因为此频段的声压级相比于 70～120 Hz 偏低,在 FxLMS 算法的主动控制过程中,降噪量会较为弱化。

4 结束语

通过常相干性与重相干性分析相结合的方法对加速度传感器的布放进行了优化,选择了 4 个加速度信号作为参考信号。针对参考加速度信号与误差麦克风信号的直流偏量问题,提出了一种不引入时延的去信号直流算法。基于此修正的多通道自适应滤波算法搭建了四参考信号、双扬声器及单误差信号的多通道主动控制模型,在选定仿真工况与仿真参数的基础上完成了对比利时滑行工况与粗沥青滑行工况的道路噪声信号的离线仿真。搭建了基于 dSPACE 的多通道主动控制系统硬件在环试验平台,完成了实际道路工况下的车内噪声主动控制试验,取得了良好的降噪效果,与仿真结果一致,验证了参考信号选取位置和修正 FxLMS 算法的正确性。

参 考 文 献

[1] JUNG W, ELLIOTT S J, CHEER J. Local active control of road noise inside a vehicle[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 121: 144-157.

[2] CHEER J, ELLIOTT S J. Multichannel control

systems for the attenuation of interior road noise in vehicles[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 60:753-769.

[3] SAMARA-SINGHE P N, ZHANG W, ABHAYAPALA T D. Recent advances in active noise control inside automobile cabins: toward quieter cars[J]. IEEE Signal Processing Magazine, 2016,33(6):61-73.

[4] 刘先锋，权循宇，陈建中，等. 车内低频路面噪声分析与控制[J]. 噪声与振动控制，2015，35(4):89-91.
LIU Xianfeng, QUAN Xunyu, CHEN Jianzhong, et al. Analysis and control of low frequency road noise inside a car[J]. Noise and Vibration Control, 2015, 35(4):89-91. (in Chinese)

[5] 邓海燕. 基于自适应陷波滤波器的车内噪声主动控制[D]. 上海：同济大学，2013.

[6] ZAFEIROPOULOS N. Active noise control in a luxury vehicle[D]. Manchester: University of Salford, 2015.

[7] 张频捷，张立军，孟德建，等. 汽车车内噪声主动控制系统扬声器与麦克风布放优化方法[J]. 振动与冲击，2017，36(5):169-175.
ZHANG Pinjie, ZHANG Lijun, MENG Dejian, et al. Vehicle ANC hardware optimal placement using multi-objective genetic algorithm[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(5):169-175. (in Chinese)

[8] 王登峰，刘学广，刘宗巍，等. 车内自适应有源消声系统次级声源布放试验[J]. 中国公路学报，2006，19(3):122-126.
WANG Dengfeng, LIU Xueguang, LIU Zongwei, et al. Layout experiment of secondary sound source for adaptive active noise control system in vehicle interior [J]. China Journal of Highway and Transport, 2006, 19(3):122-126. (in Chinese)

[9] MILANI A A, KANNAN G, PANAHI I M S. On maximum achievable noise reduction in ANC systems [C]//IEEE International Conference on Acoustics Speech and Signal Processing. Spain: IEEE, 2010: 349-352.

[10] 车勇，刘浩，夏祖国，等. 纯电动汽车车内结构路噪识别[J]. 噪声与振动控制，2014，34(5):74-77，144.
CHE Yong, LIU Hao, XIA Zuguo, et al. Identification of road-induced interior structural noise for battery electric vehicles[J]. Noise and Vibration Control, 2014, 34(5):74-77,144. (in Chinese)

[11] 赵伟丰，王文彬，周浩东. 车内低频路噪问题的分析与控制[J]. 噪声与振动控制，2019，39(3)：142-146.
ZHAO Weifeng, WANG Wenbin, ZHOU Haodong. Analysis and control of interior low-frequency road noise of a car[J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(3):142-146. (in Chinese)

[12] MOHAMED Z, WANG X. A study of tyre cavity resonance and noise reduction using inner trim[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 50: 498-509.

[13] MOHAMED Z, WANG X, JAZAR R. A survey of wheel tyre cavity resonance noise[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2013, 9(3/4): 276-293.



第一作者简介：张立军，男，1972年3月生，博士、教授、博士生导师。主要研究方向为汽车振动与噪声分析及控制、汽车系统动力学分析与控制、电动汽车动力总成集成与控制、智能汽车。曾发表《车内噪声主动控制系统鲁棒性分析与优化》(《振动、测试与诊断》2021年第41卷第2期)等论文。
E-mail：tjedu_zhanglijun@tongji.edu.cn

通信作者简介：孟德建，男，1982年3月生，助理教授、硕士生导师。主要研究方向为汽车振动与噪声控制、车辆系统动力学与控制、电动汽车底盘集成与控制。
E-mail：mengdejian@tongji.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.012

基于IES的切削颤振孕育期信号降噪方法*

郑华林[1]，高炜祥[1]，胡 腾[1]，王 虎[1]，阳 红[2]
(1.西南石油大学机电工程学院 成都,610500)
(2.中国工程物理研究院机械制造工艺研究所 绵阳,621900)

摘要 切削颤振孕育期介于稳定切削与颤振爆发之间,该阶段切削力信号中颤振特征具有典型微弱信息特性。采用基于总体经验模态分解(ensemble empirical mode decomposition, 简称EEMD)与奇异值分解(singular value decomposition, 简称SVD)相结合的方法对颤振孕育期信号进行降噪时,大多存在噪声剔除不充分或微弱目标特征信息失真等问题。首先,通过引入功率谱密度(power spectral density, 简称PSD)与常相干函数(common coherency function, 简称CCF)对EEMD降噪机制进行改进,使微弱目标特征所在本征模态函数(intrinsic mode function, 简称IMF)分量得到有效提取;其次,借助池化原理(pooling principle, 简称PP)降低IMF分量复杂度,并联合SVD对其实施分块降噪,以实现对微弱目标特征中所含噪声进行有效消减;最后,耦合上述改进并重构信号,可面向微弱目标特征信号形成基于改进EEMD-SVD(improved EEMD-SVD,简称IES)的降噪方法。分别利用IES与EEMD-SVD对Rossler混沌信号进行降噪处理,并通过比较信噪比、均方误差及平滑度等降噪评价指标,对所提方法在降噪有效性及信息保真度方面的优势进行量化验证。在此基础上,再次借助所提IES方法对变轴向切深铣削实验中颤振孕育期铣削力信号进行降噪分析。结果表明,该方法能显著抑制颤振孕育期信号噪声,并能有效避免微弱颤振特征信号失真问题。

关键词 切削颤振;孕育期;总体经验模态;奇异值分解;信号降噪
中图分类号 TH164

引 言

颤振是导致切削加工不稳定和制约工件加工质量的重要原因之一[1]。当前,基于切削过程特征信号监测的颤振识别技术广泛应用于工程实际中。由于无需建立及求解复杂的非线性铣削动力学模型,这类方法具有较宽广的应用前景[2]。监测信号是切削过程的真实数字表征,常常包含大量噪声污染,对颤振特征的识别精度与效率有着不良影响[3]。因此,研究切削过程信号降噪方法,切实提升信号信噪比有利于实现颤振精准识别,具有重要的理论意义和工程价值。

近年来,针对切削过程信号的降噪方法已成为国内外研究热点。Zafar等[4]提出了基于神经网络的刀具磨损声发射信号降噪方法,有效消减了刀具磨损声信号中的背景噪声,提高了刀具磨损状态辨识精度。Cabrera等[5]基于硬阈值小波降噪方法,对切削力信号进行了分解与重构,实验证明该方法能有效改善切削力信号的信噪比,提高了铣削颤振识别系统运行可靠性。岳彩旭等[6]结合经验模态分解与小波阈值,实现了铣削力及铣削振动信号的有效降噪。刘树聃[7]等面向非线性振动信号,提出了基于EEMD与SVD协同的降噪方法,并通过实验对所提方法的有效性进行了验证。在装备运行状态信号降噪方面,Yu等[8]采用EEMD结合SVD对轴承状态监测数据进行了降噪及故障特征提取,并通过Gath-Geva方法准确地诊断出轴承的工况。Yang等[9]研究了EEMD与样本熵、SVD以及统计特征处理方法相结合的混合降噪方法,并联合概率分类器构建了新的故障诊断系统,实现了对非平稳和非线性状态监测信号的处理。Zhang等[10]利用EEMD-SVD对微振动信号进行了降噪,提高了振动特征识别精度。张琛等[11]借助相同方法对滚动轴承运行信号进行了降噪,有效提取了轴承弱故障特征。

颤振孕育期信号中的颤振特征具有非平稳、非线性及能量低等特征[12],属于一类典型的微弱特征信号。然而,传统EEMD-SVD对于颤振孕育信号的降噪处理存在一定局限性:①原始信号经过EEMD分解后,若仅以能量作为有效IMF分量筛选依据,可能出现微弱颤振信息成分丢失的问题;②由于目标特征信号存在高复杂度特性,若直接采用奇

* 四川省科技厅重点研发资助项目(19ZDZX0055)
收稿日期:2020-06-09;修回日期:2020-09-13

异值差分谱实现SVD降噪，亦可能存在噪声信息消减不充分及弱特征失真的问题[13]。

为此，面向颤振孕育期切削力信号，以原始信号IMF分量筛选机制及其复杂度削减原理为切入点，提出一种基于IES的颤振孕育期信号降噪方法。首先，在传统EEMD基础上，利用PSD与CCF对原始信号中高、低能量IMF分量及后者中微弱颤振特征信号对应主、次IMF分量进行初步筛选；其次，基于PP对次分量进行非重叠分块，以降低其信息复杂度，并结合SVD实现分块降噪，有效消减次IMF分量中所含残余噪声；最后，将全部处理所得IMF分量进行重构，即获取颤振孕育期降噪信号。所提IES方法在确保孕育期切削颤振特征完整度的前提下，可实现有效降噪。

1　IES降噪方法

1.1　基于PSD与CCF的EEMD降噪改进

EEMD降噪主要分为3步：①利用EEMD算法对待处理信号进行分解，得到一系列IMF分量；②选择恰当阈值，对有效IMF分量进行提取；③对有效分量进行重构，即可得到降噪信号。

传统EEMD降噪方法大多引入能量密度作为有效IMF分量提取标准。PSD表示单位频率的信号功率[14]，其与能量密度具有相似的含义，因此可利用PSD作为阈值对信号中的有用成分进行初步提取。

令各IMF分量PSD为p_w（w为IMF分量的序号），原始信号整体PSD为P，则

$$K=p_w/P \tag{1}$$

其中：K为功率谱比。

K值越大，表示该IMF分量与原始信号越接近，即包含当前有效工况信息越多。考虑到PSD的计算依据[14]，提出借助频谱分析中各频率成分对应幅值在给定带宽中的占比对功率谱比K的阈值进行选取。该方法流程如下：

1）将系统工频特征（齿通频率）幅值N_1和弱特征（颤振频率）幅值N_2之和N_0视作原始信号总能量估值；

2）计算工频特征及弱特征对应幅值在原始信号中的占比，分别以w_1和w_2表示，即$w_1=N_1/N_0$，$w_2=N_2/N_0$；

3）以w_1为PSD比阈值的选择上限，w_2为下限，完成PSD比阈值的选取；

4）为避免工频特征提取时出现遗漏，实际PSD阈值选取应适当小于w_1。

另一方面，由于颤振孕育期所含颤振特征能量较低，若仅采用PSD阈值处理难以保证颤振特征信息得到提取。由于颤振频率分布在刀尖点模态固有频率附近[15]，且刀尖点1阶模态在其动力学特性中通常占据主导地位[16]，因此首先要对机床刀尖点实施锤击模态实验，辨识其1阶模态固有频率，并以此作为依据对微弱颤振特征对应主体IMF分量进行判定。CCF是在功率谱的基础上对2个信号之间的相关程度进行分析，相比于欧式距离等时域相关性分析方法，更适用于频域信息分析[17-18]。因此，以CCF为分析手段，并将1阶模态固有频率对应主体IMF量为判断依据，对剩余IMF分量中含有颤振特征的分量进行提取。

令辨识所得系统1阶固有频率及剩余IMF分量分别为$\boldsymbol{y}^*$和$\boldsymbol{x}^*$，则二者常相干函数[19]为

$$\gamma^2_{x^*y^*}(f)=\frac{\left|G_{x^*y^*}(f)\right|^2}{G_{x^*x^*}(f)G_{y^*y^*}(f)} \tag{2}$$

其中：$G_{x^*x^*}(f)$，$G_{y^*y^*}(f)$分别为二者自功率谱密度；$\left|G_{x^*y^*}(f)\right|$为二者互功率谱密度；$\gamma^2_{x^*y^*}(f)$为2种成分IMF分量间的相关程度。

$\gamma^2_{x^*y^*}(f)$值越大，则表明低能量成分对应IMF分量中所含微弱颤振特征信息越多。根据常相干函数的定义，再次利用频谱分析中各频率成分对应幅值的占比对式(2)阈值进行选取，步骤如下：

1）根据实验模态分析，可得切削系统首阶固有频率F_1及其幅值A_1，颤振频率f_c位于F_1附近，故令A_1为颤振特征主分量；

2）根据A_1计算剩余各分量所含颤振特征的总幅值，若剩余分量个数为q，则各分量平均幅值为$(1-A_1)/q$；

3）计算A_1在原始信号弱特征分量N_2中的占比L_1，进而计算剩余q个分量所含颤振特征在原始信号弱特征分量N_2中的平均占比l_1，l_2，…，l_q，故有$L_1=A_1/N_2$，$l_1=l_2=\cdots=l_n=\dfrac{(1-A_1)/n}{N_2}$；

4）定义$\gamma_c=l_q/L_1$，并将其作为常相干函数的参考阈值；

5）为避免颤振特征遗漏，实际阈值选取时应适当小于γ_c。

1.2　基于PP的SVD分块降噪

基于PSD和CCF所提取的IMF分量虽然包含了齿通频率信息以及微弱颤振信息，但是信号中也混有其他非相关噪声信息。如果直接将其与主要有用分量进行重构，得到的降噪信号中可能仍会含有大量噪声成分，导致降噪效果不佳。为了进一步提高降噪效果，提出引入卷积神经网络的池化原理对

SVD降噪算法进行改进，用于残余颤振特征信息所在IMF分量降噪。

在卷积神经网络中，池化操作常用于降低数据复杂度，以解决过拟合问题[20]。因此，引入重叠池化方法改进奇异值分解。对池化处理前的矩阵数据先进行非重叠分块，将其分解为没有重复数据的多个小矩阵块，以提高池化处理的运算速度。

以8×8矩阵为例，其非重叠分块如图1所示。图中：A_0为8×8矩阵；A_1，A_2，A_3及A_4分别为非重叠分块处理后所得4×4分块矩阵，且4个分块矩阵在A_0中彼此相邻且不重叠。

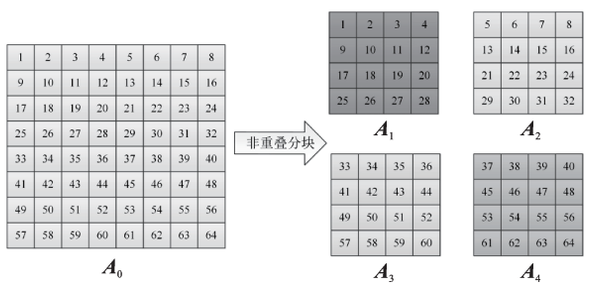


图1　非重叠分块

Fig.1　Non-overlapping blocks

图2为图1中分块矩阵A_1进行重叠池化操作的结果。其中：A_{11}的第2、第3列与A_{12}的第1、第2列重叠；第2、第3行与A_{13}的第1、第3行重叠，依次类推可以获得后续重叠池化结果。

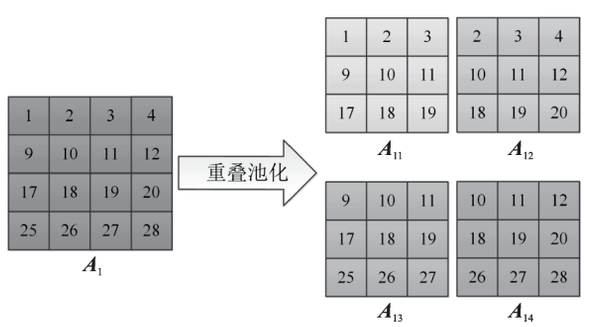


图2　重叠池化

Fig.2　Overlapping pooling

SVD降噪算法首先采用SVD进行数据分解，然后选择保留奇异值阶数，最后根据保留奇异值阶数对数据重构实现降噪。SVD对信号分解时，令$\boldsymbol{A}$为1维信号转换成的1个$m\times n$矩阵，奇异值分解则是将矩阵$\boldsymbol{A}$分解成大小分别为$n\times r$，$r\times r$和$r\times m$的3个矩阵，分别用$\boldsymbol{U}$，$\boldsymbol{S}$和$\boldsymbol{V}$表示。其中：r为矩阵$\boldsymbol{A}$的秩；矩阵$\boldsymbol{U}$和$\boldsymbol{V}$都为酉矩阵，满足$\boldsymbol{U}\boldsymbol{U}^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{E}$，$\boldsymbol{V}\boldsymbol{V}^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{E}$，$\boldsymbol{E}$为单位矩阵；$\boldsymbol{S}$为奇异值矩阵。SVD分解和重构信号的表达式[21]分别为

$$\boldsymbol{A}=\boldsymbol{U}\boldsymbol{S}\boldsymbol{V}^{\mathrm{T}}=[\boldsymbol{u}_1,\boldsymbol{u}_2,\cdots,\boldsymbol{u}_n]\begin{bmatrix}\lambda_1 & & & \\ & \lambda_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \lambda_r\end{bmatrix}[\boldsymbol{v}_1,\boldsymbol{v}_2,\cdots,\boldsymbol{v}_m]^{\mathrm{T}} \tag{3}$$

$$\boldsymbol{A}'=\boldsymbol{U}'\boldsymbol{\Sigma}\boldsymbol{V}'^{\mathrm{T}}=[\boldsymbol{u}_1,\boldsymbol{u}_2,\cdots,\boldsymbol{u}_n]\begin{bmatrix}\lambda_1 & & & \\ & \lambda_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \lambda_k\end{bmatrix}[\boldsymbol{v}_1,\boldsymbol{v}_2,\cdots,\boldsymbol{v}_m]^{\mathrm{T}} \tag{4}$$

其中：$\boldsymbol{S}$里的$\lambda_1,\lambda_2,\cdots,\lambda_r$由大到小依次排列；$\boldsymbol{\Sigma}$为降阶后的奇异值矩阵；$k$为保留的阶数。

对于CCF提取的IMF分量，采用PP改进后的SVD方法降噪时，首先将其1维数据转化为Hankel矩阵，再根据图3所示分块降噪步骤实现降噪处理。

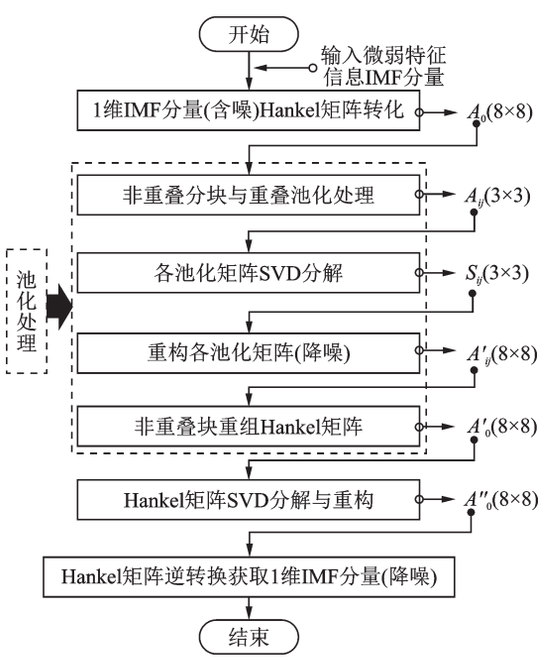


图3　基于PP的SVD分块降噪步骤

Fig.3　Denoising step of PP-SVD method

1.3　IES降噪方法

综合1.1和1.2节的内容，可得IES降噪方法如图4所示。

2　数值仿真验证

2.1　基于IES的Rossler混沌信号降噪

为验证所提方法对非线性信号降噪的适用性与

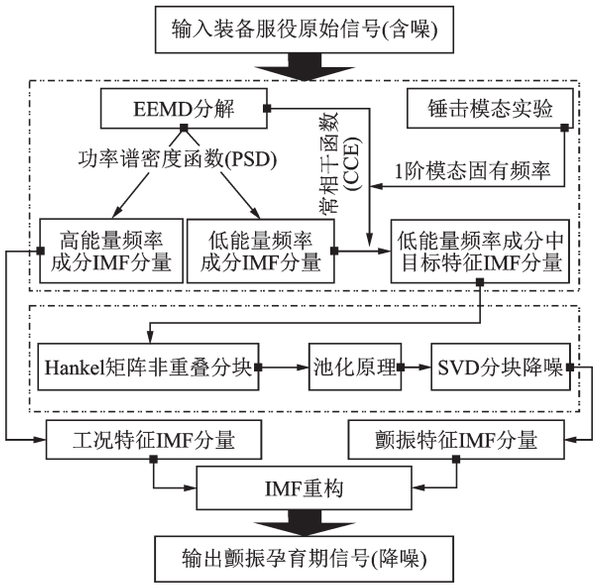


图4　IES降噪方法

Fig.4　IES signal noise reduction methods

优势，选择Rossler混沌系统构造仿真信号并对其进行降噪分析。Rossler混沌系统的构造表达式[22]为

$$\begin{cases}\dot{x}=-(y+z)\\ \dot{y}=x+ay\\ \dot{z}=b+xz-cz\end{cases}\tag{5}$$

为便于验证，采用文献[22]中的设定参数，即a=0.2，b=0.2，c=5.7；初始值$x_0=-1$，$y_0=-1$，$z_0=-1$；时间间隔$\Delta t=0.1$。迭代10 000次，取其中2 000个点作为仿真信号。

图5、图6分别为Rossler仿真信号及其对应含噪信号的时频特征，其中含噪信号是依据仿真信号添加白噪声所得，纵坐标为仿真信号无量纲幅值。

利用所提IES方法对该仿真信号进行降噪处理。其中，根据1.1节所提方法，可得功率谱比K及常相干函数γ参考阈值，且$w_1=0.56$，$w_2=0.31$，$\gamma_c=0.105$。进而由阈值选择原则，取K_0=0.5，$\gamma^2_{x_0y_0}$=0.1。

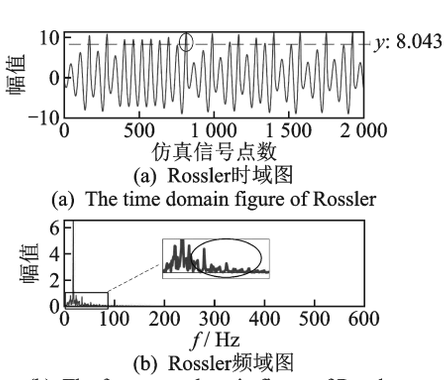


图5　Rossler仿真信号

Fig.5　The simulation signal of Rossler

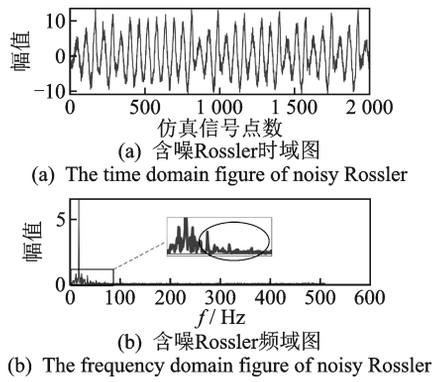


图6　含噪Rossler仿真信号

Fig.6　The simulation signal of noisy Rossler

图7所示为含噪仿真信号经EEMD分解后的结果，由图可知：EEMD可有效将含噪仿真信号分解为不同频段的信号分量。利用所提阈值处理方法，即可确定其主分量为IMF_4，对应PSD比值K=0.872 1大于阈值0.5；残余信息所在分量为IMF_3和IMF_6，对应的常相干函数分别为$\gamma^2_{IMF3IMF4}(f)$=0.360 0，$\gamma^2_{IMF6IMF4}(f)$=0.431 0，且都大于阈值0.1。同时，对比图7(a)和图5可知，虽然IMF_4与图5所示的仿真信号相似度高，但并未包含仿真信号(不含噪)完整特征信息，其余特征信息包含于其他IMF分量中。

采用改进SVD降噪方法对IMF_3和IMF_6进一步处理，将最终处理所得IMF_3，IMF_6与IMF_4一并重构即可得降噪后信号。EEMD-SVD降噪方法以及IES降噪方法对含噪声仿真信号的降噪时频特征如图8所示。

图8(b)为IES对含噪仿真信号的降噪结果时域图，分析可知，经IES方法降噪后，信号中所含噪声已得到较大程度去除。图8(d)为IES对含噪仿真信号降噪后的频域图，与图5(b)和图6(b)进行对比可以看出，降噪后信号在有效剔除噪声的同时较为完整地保留了信号中的有用信息成分。

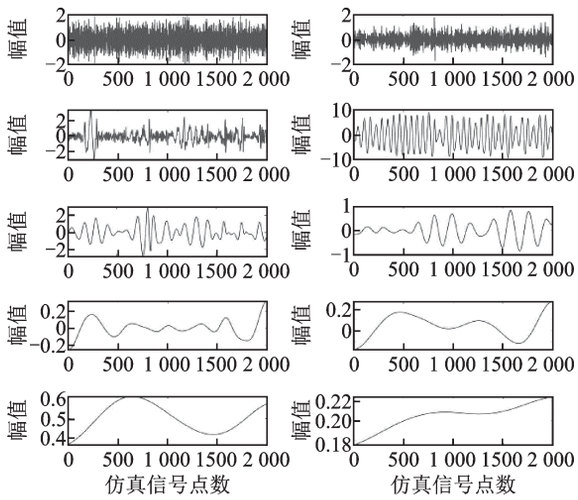
观察时域特征可知，经IES降噪所得信号与仿真信号幅值吻合程度更高；而在频域特征方面，虽然IES和EEMD-SVD算法对噪声频段信息的处理效果都很好，但分析圆圈中频率成分可知，经IES降噪后所得信号更加符合仿真信号的频域信息。

上述分析充分验证了IES方法在非线性信号降噪有效性方面及原始信号特征成分保真方面较传统EEMD-SVD方法更具优势。

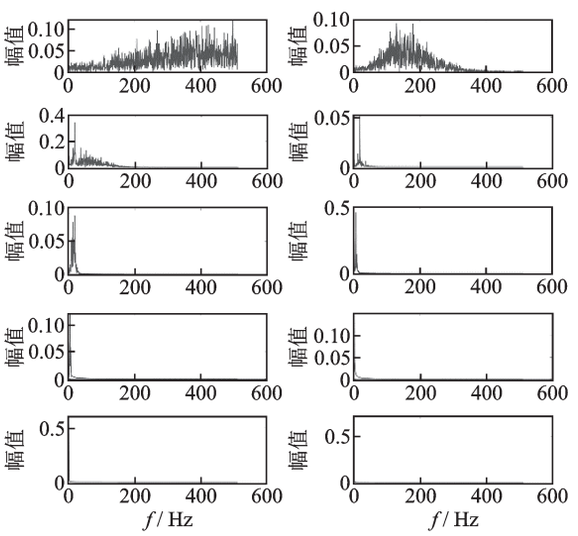
2.2　降噪方法对比分析

以信噪比、均方差及平滑度为评价依据，对图8中所得降噪结果进行对比，如表1所示。

由表1可知：IES的信噪比大于EEMD-SVD方



(a) 时域图
(a) The time domain figure



(b) 频域图
(b) The frequency domain figure

图 7　EEMD 分解结果

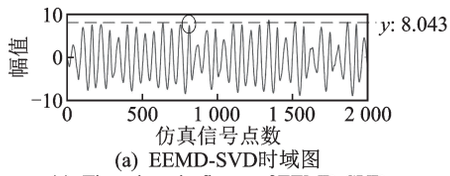
Fig.7　The result of EEMD

法，并且在小于含噪仿真信号信噪比的条件下最接近含噪仿真信号的信噪比；均方差和平滑度上，IES 方法在满足含噪仿真信号上、下限的条件下都是最优值。综合分析 3 个参数指标得出，IES 方法在降噪效果上比 EEMD-SVD 降噪算法更具优势。

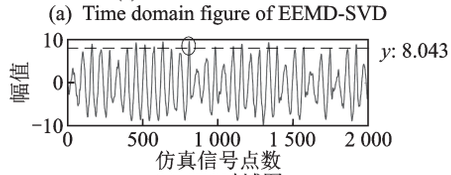
根据 2.1 和 2.2 节中对含噪仿真信号降噪与结果分析，验证了 IES 方法相比于其他传统降噪方法，能够很大程度上保留原始信号的有效成分，并且具有较好的降噪效果。

3　物理实验应用与分析

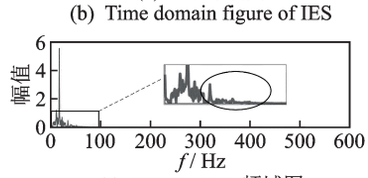
为进一步验证所提方法对颤振孕育期信号降噪的有效性及其信息保真优势，基于某型立式加工中心搭建如图 9 所示的实验设备及平台。所选刀具为 ϕ20 mm 整体式硬质合金立铣刀，工件材料为铝合



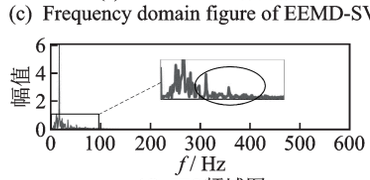
(a) EEMD-SVD时域图
(a) Time domain figure of EEMD-SVD



(b) IES时域图
(b) Time domain figure of IES



(c) EEMD-SVD频域图
(c) Frequency domain figure of EEMD-SVD



(d) IES频域图
(d) Frequency domain figure of IES

图 8　EEMD-SVD 和 IES 方法降噪后的仿真信号

Fig.8　The simulation signal by EMD-SVD and IES

表 1　信噪比、均方差及平滑度参数对比

Tab.1　Comparison of SNR, mean square error and smoothness parameters

数据类别	信噪比	均方差	平滑度
含噪仿真信号	13.752 5	0.935 9	0.163 1
EEMD-SVD	9.715 8	1.614 0	0.121 6
IES	12.592 7	1.076 0	0.133 4

金 AL7075-T6，轴向切削深度范围为 0～8 mm。利用 Dewesoft 动态测试系统对刀尖点实施锤击模态实验，得刀尖点 1 阶模态固有频率为 1 178.1 Hz。

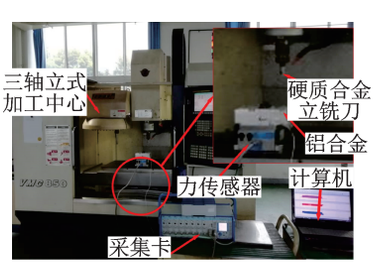


图 9　实验设备及平台

Fig.9　Test equipment and platform

铣削实验期间，主轴转速与进给速度保持恒定，分别为 3 050 r/min 和 200 mm/min，借助 Kistler 铣削力测试系统对实验过程中铣削力信号进行采集。工件最终铣削表面如图 10 所示，通过观测可知，随

着铣削深度增加至5.3 mm左右时，工件表面开始出现振纹。这说明随着切深变化，该铣削过程由稳定铣削经颤振孕育逐渐过渡至铣削颤振，采集所得变切深铣削力信号时域图如图11所示，其中6.0～9.5 s区间所得信号能充分展示颤振孕育的过程，可直观地观察到切削稳定性的演变。

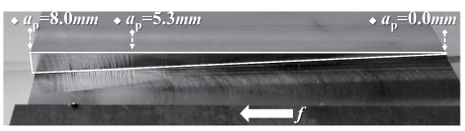


图10　铣削工件表面图像

Fig.10　The figure of milling work surface

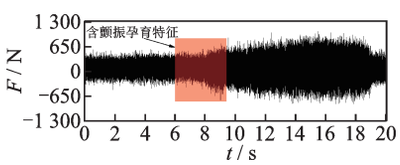


图11　变切深铣削力信号时域图

Fig.11　The diagram of time domain signal of milling force

图12，13分别为降噪前后时域信号及频域信号对比图。由图中原始信号可以看出：信号被大量噪声所覆盖，且时域图中颤振和非颤振的演变不能清晰地辨别；频域图中颤振对应频段由于被噪声湮没，不能有效识别微弱的颤振特征信息对应频率。分别采用EEMD、传统EEMD-SVD及所提IES对颤振孕育期信号进行降噪处理，其中应用IES方法进行降噪处理时，$w_1=0.53$，$w_2=0.36$，$\gamma_c=0.13$，根据1.1节中所提方法选择PSD阈值和常相干函数阈值分别为0.5和0.1。

图12，13展示了颤振孕育期切削力信号经EEMD、传统EEMD-SVD以及IES降噪后的时频

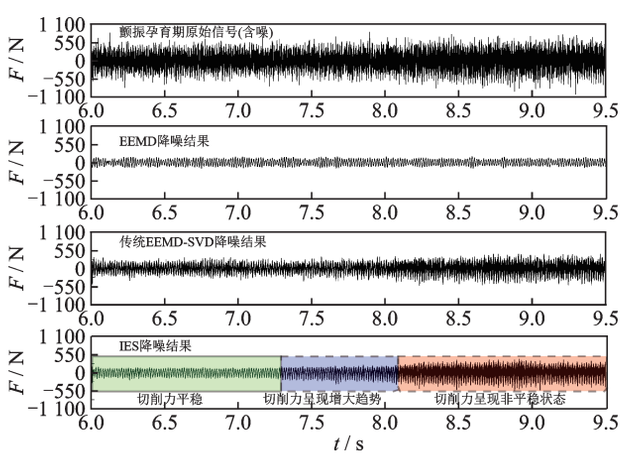


图12　降噪前后时域信号对比图

Fig.12　The contrast diagram of time domain signal before and after denoising

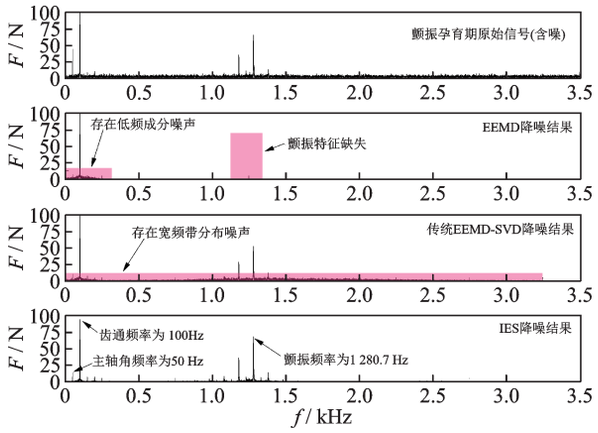


图13　降噪前后频域信号对比图

Fig.13　The contrast diagram of frequency domain signal before and after denoising

特征。由图12可知，所提IES方法在降噪有效性及微弱特征信息保真性方面效果更佳。

4　结　论

1）所提IES方法适用于非线性特征信号降噪，且具有特征信息保真度高、噪声剔除充分等优点。相比传统EEDM-SVD方法，其更有利于提升降噪信号的信噪比、均方差及平滑度等信号质量指标。

2）借助所提IES方法对某铣削颤振孕育期切削力信号进行了降噪处理，结果表明，该方法不仅能有效提升该阶段信号信噪比，并能充分保留颤振特征的频率成分。

参　考　文　献

[1]　马海峰．基于滑模控制的车削颤振主动控制方法研究[D]．上海：上海交通大学，2017.

[2]　杨坤，黄立新．切削颤振的研究进展综述[J]．应用力学学报，2019，36(6)：1464-1470，1528.
YANG Kun，HUANG Lixin. Review of chatter issues in machining[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics，2019，36(6)：1464-1470，1528.(in Chinese)

[3]　李尧，刘强．基于小波包Hilbert-Huang变换的数控铣削颤振诊断技术[J]．计算机集成制造系统，2015(1)：204-216.
LI Yao，LIU Qiang. Chatter identification in CNC milling based on wallet packet and Hilbert-Huang transform[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems，2015(1)：204-216.(in Chinese)

[4]　ZAFAR T，KAMAL K，SHEIKH Z，et al. A neural network based approach for background noise reduction in airborne acoustic emission of a machining process[J]. Journal of Mechanical Science and Technology，2017，

31(7): 3171-3182.

[5] CABRERA C G, ARAUJO A C, CASTELLO D A. On the wavelet analysis of cutting forces for chatter identification in milling[J]. Advances in Manufacturing, 2017, 5(2): 130-142.

[6] 岳彩旭,高海宁,张海涛,等.汽车覆盖件拼接模具硬态铣削过程的动态特性[J].振动、测试与诊断,2017,37(4):822-829.
YUE Caixu, GAO Haining, ZHANG Haitao, et al. Dynamicning characteristics of hard milling process of splicing dies forautomobile cover panel[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(4): 822-829.(in Chinese)

[7] 刘树聃,陈知行.奇异值分解和EEMD的非线性振动信号降噪方法[J].探测与控制学报,2019,41(3):37-42.
LIU Shudan, CHEN Zhixing. Nonlinear vibration signal de-noising based on singular value decomposition and EEMD[J]. Journal of Detection & Control, 2019, 41(3):37-42. (in Chinese)

[8] YU K, LIN T R, TAN J W.A bearing fault diagnosis technique based on singular values of EEMD spatial condition matrix and Gath-Geva clustering[J]. Applied Acoustics,2017,121:33-45.

[9] YANG Z X, ZHONG J H. A hybrid EEMD-based SampEn and SVD for acoustic signal processing and fault diagnosis [J]. Entropy,2016,18(4):112.

[10] ZHANG J, JIANG R, LI B, et al. An automatic recognition method of microseismic signals based on EEMD-SVD and ELM [J]. Computers and Geosciences,2019,133: 104318.

[11] 张琛,赵荣珍,邓林峰,等.基于SVD-EEMD和TEO的滚动轴承弱故障特征提取[J].振动.测试与诊断,2019,39(4):720-726.
ZHANG Chen, ZHAO Rongzhen, DENG Linfeng, et al. Weak fault feature extraction method for rolling bearings based on SVD-EEMD and TEO energy spectrum [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019,39(4):720-726. (in Chinese)

[12] 汪晓姗.基于多分量信号分解的铣削颤振识别[D].上海:上海交通大学,2018.

[13] 秦毅,张清亮,赵月.基于自适应奇异值分解的行星齿轮箱故障诊断方法[J].振动与冲击,2018,37(17):122-127.
QIN Yi, ZHANG Qingliang, ZHAO Yue. Fault diagnosis method for planetary gearboxes based on adaptive SVD[J]. Journal of Vibration and Shock,2018,37(17): 122-127. (in Chinese)

[14] 闫英, 周平,郭晓光,等. PSD法在超精密加工质量评价中的应用[J].实验室科学,2018,21(4):11-14.
YAN Ying, ZHOU Ping, GUO Xiaoguang, et al. Application of PSD method in ultra-precision machining quality evaluation[J]. Laboratory Science, 2018, 21(4):11-14.(in Chinese)

[15] 祁斌.基于RCSA的主轴刀具系统刀尖点频响函数预测[D].大连:大连理工大学,2016.

[16] 范登科. VDF-850型立式加工中心静动态特性分析与铣削稳定性预测[D].马鞍山:安徽工业大学,2018.

[17] 霍文君,王伟,李文.AnomalyDetect:一种基于欧式距离的在线异常检测算法[J].中国科学技术大学学报,2019,49(7):555-563,571.
HUO Wenjun, WANG Wei, LI Wen. AnomayDetect: an online distance-based anomaly detection algorithm [J]. Journal of University of Science and Technology of China,2019,49(7): 555-563,571. (in Chinese)

[18] 李小珍,刘孝寒,张迅,等.基于相干分析的高铁简支箱梁结构噪声源识别方法研究[J].工程力学,2014,31(1):129-136.
LI Xiaozhen, LIU Xiaohan, ZHANG Xun, et al. Research on identification of structure-borne noise source of high-speed railway simply-supported box girder based on coherence analysis[J]. Engineering Mechanics, 2014, 31(1):129-136. (in Chinese)

[19] 乔晋红.基于偏相干分析的车内噪声源识别与控制研究[D].合肥:合肥工业大学,2016.

[20] 许少尉,陈思宇.基于深度学习的图像分类方法[J].电子技术应用,2018,44(6):116-119.
XU Shaowei, CHEN Siyu. Image classification method based on deep learning [J]. Application of Electronic Technique, 2018, 44(6):116-119. (in Chinese)

[21] SCHANZE T. Compression and noise reduction of biomedical signals by singular value decomposition [J] IFAC-Papers Online, 2018, 51(2): 361-366.

[22] 杨宏.经验模态分解及其在水声信号处理中的应用[D].西安:西北工业大学,2015.



第一作者简介:郑华林,男,1965年3月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为智能制造工艺与装备关键技术。曾发表《螺栓结合部切向动力学行为辨识方法》(《振动、测试与诊断》2019年第39卷第5期)等论文。
E-mail:zhl@swpu.edu.cn

通信作者简介:胡腾,男,1982年9月生,博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为高性能精密制造工艺与装备关键技术。
E-mail:tenghu@swpu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.013

应用时频图像纹理特征的行星齿轮故障诊断*

崔宝珍[1,2]，王 斌[1,3]，任 川[1]，彭智慧[1]，王浩楠[1]，王泽兵[1]
（1.中北大学机械工程学院 太原，030051）
（2.中北大学先进制造技术山西省重点实验室 太原，030051）
（3.晋西铁路车辆有限责任公司 太原，030027）

摘要 行星齿轮箱结构复杂，当发生故障时其振动信号呈非线性非平稳特点且故障信号微弱，为了能够准确提取行星齿轮磨损故障信息的特征，提出局部均值分解（local mean decomposition，简称LMD）结合S变换（LMD-S）的信号处理方法，且转化为时频分布图像，应用时频图像纹理特征进行行星齿轮故障诊断。首先，把振动信号经由LMD-S变换处理后利用相关分析方法滤除干扰且转化为时频分布图像；其次，利用非均匀局部二值模式（local binary patterns，简称LBP）提取不同工况下采集数据的图像纹理特征；最后，采用极限学习机识别出3种故障类型，故障识别准确率达到90%，证明了此方法的有效性。

关键词 行星齿轮；模式识别；故障诊断；局部均值分解-S变换；时频图像纹理特征
中图分类号 TH132.425

引 言

行星齿轮箱具有传动效率高、承载能力强的优点，被广泛应用于军事装备和民用设备中[1]。由于其工作环境恶劣，长期承受着挤压、扭转、摩擦等力的作用，齿轮极易产生磨损、裂纹、断齿等故障，如果受损齿轮继续运行工作，将会导致整个系统瘫痪，造成巨大的经济损失，甚至带来灾难性的后果。当齿轮发生故障时，其特征会反映在振动信号中，但行星齿轮箱自身结构复杂，所产生的振动信号存在明显的非线性、非平稳性特点，且故障信号微弱。对于非平稳信号，常规的频谱分析（傅里叶分析）及简单的波形变换均无法准确表达频率随时间的变化特征，因此研究适用于非线性和非平稳信号特征提取的方法具有重要的意义。

汤宝平等[2]提出一种多共振分量融合卷积神经网络（multi-resonance component fusion based convolutional neural network，简称MRCF-CNN）的行星齿轮箱故障诊断方法，能够有效分析并诊断行星齿轮箱中滚动轴承和齿轮的故障。张俊等[3]在诊断行星齿轮箱故障时，先采用经验模态分解获取信号分量，结合Teager能量算子对分量信号进行解调，再利用粒子群优化算法增强故障特征的提取，并通过仿真和实验同时验证了该解调方法与随机共振对行星齿轮箱故障提取的高效性。张东等[4]利用迭代广义短时傅里叶变换解调分离出频率恒定的单分量成分，根据时频分布诊断出了齿轮故障。郭远晶等[5]利用适于处理非平稳冲击信号的S变换方法，结合奇异值分解方法对滚动轴承振动信号进行降噪处理，并逆向使用S变换，获取了原始信号中冲击特性的频率。S变换是源于短时傅里叶变换与小波变换的新型可逆时频分析方法，其对多分量信号具有可加性优点，是一种适合分析与处理非平稳信号特别是包含冲击特征的非平稳信号[6]的自适应时频分析方法。但是，如果直接对信号进行S变换，其故障特征极易被噪声淹没且所得结果数据过多。考虑到时频图本质上是一种图像，不同工况信号的时频图像呈现出的纹理也不同，因此笔者使用LMD-S方法将行星齿轮箱振动信号转换为时频谱图像，引入局部二值模式理论提取行星齿轮故障信号时频图像的纹理特征，并利用极限学习机（extreme learning machine，简称ELM）算法完成对行星齿轮故障模式的识别。

* 国家自然科学基金资助项目（51175480）；山西省重点研发计划（国际合作）资助项目（201903D421008）；中北大学先进制造技术山西省重点实验室开放基金资助项目（XJZZ202007）
收稿日期：2020-06-25；修回日期：2020-11-28

1 LMD-S原理

LMD能够把多分量信号自适应地分解成有限个乘积函数(product function,简称PF)之和,利用S变换对信号进行自适应滤波并将其转换成时频分布图像。其步骤如下:

1) 将待处理信号$u_0(t)=x(t)$进行LMD分解,计算均值函数$m_{1n}(t)$和包络估计函数$a_{1n}(t)$,根据式(1)、式(2)和$\lim\limits_{n\to\infty}a_{1n}(t)=1$的条件,从$x(t)$中分离出纯调频信号$s_{1n}(t)$和包络信号$a_1(t)$,两者相乘得到$PF_1$分量

$$s_{1n}(t)=(x(t)-m_{1n}(t))/a_{1n}(t) \tag{1}$$

$$a_1(t)=a_{11}(t)a_{12}(t)\cdots a_{1n}(t)=\prod_{q=1}^{n}a_{1q}(t) \tag{2}$$

2) 将待处理信号$x(t)$中PF_1分量去除得到$u_1(t)=x(t)-PF_1(t)$;

3) 把$u_1(t)$当做新的待处理信号重复步骤1和2,产生新的信号u_i,直到$u_i(t)=u_{i-1}(t)-PF_i(t)$是单调函数时停止分解,其中$i=1,2,\cdots,k$,$k$为重复本步骤的次数;

4) 根据$x(t)$和PF_i的相关性分析结果,将选出的PF分量保留并进行信号重构,得到$x^*(t)=\sum PF_i$,其中$i\in k$;

5) 将信号$x^*(t)$代入式(3)获取时频分布图

$$S(\tau,f)=\int_{-\infty}^{+\infty}x^*(t)\frac{|f|}{\sqrt{2\pi}}e^{\frac{-f^2(t-\tau)^2}{2}}e^{-j2\pi ft}dt \tag{3}$$

其中:τ为时移因子参数;f为频率。

2 时频图像特征的提取方法

LBP[7]是一种有效的描述图像局部纹理特征的算子,虽然计算简单但却具有较高的特征识别能力。LBP特征算子通常定义在一个3×3正方形区域范围内。将中心像素值i_P作为阈值分别与邻近像素值i_c进行比较,像素值大于中心像素值的为1,反之为0,生成8位二进制数,并且执行十进制转换以生成LBP代码,即为中心像素的LBP值。为了满足各种不同尺度纹理的需求,现将传统的LBP算子区域改进为圆形,改进的局部二值模式可表示为

$$LBP_{(P,R)}=\sum_{P=0}^{P-1}T(i_P-i_c)*2^P \tag{4}$$

其中:P为相邻区域像素点数;R为改进后算子区域的半径;$T(x)=\begin{cases}1\ (x\geqslant 0)\\0\ (\text{其他})\end{cases}$。

P越大,局部二值模式的种类越多,且呈现指数增长。局部二值模式过多,但不是所有的模式都是有效的。为了避免这一缺点,引入了非均匀的思想,目的在于利用跳变次数$U(LBP_{P,R})$,根据形成的二进制编码完成分类,其中均匀模式为二进制串中0/1或1/0的跳变次数小于等于2,而非均匀模式的跳变次数大于2。利用这样的方式优化特征维数,使得特征维数减少至$P(P-1)+2$[8]。

$$U(LBP_{P,R})=|T(i_{P-1}-i_c)-T(i_0-i_c)|+\sum_{P=1}^{P-1}|T(i_P-i_c)-T(i_{p-1}-i_c)| \tag{5}$$

3 实验验证

3.1 仿真验证

将非平稳的随机信号$x(t)$进行小波变换,可以获得振动信号时频分布图像为

$$WT(\tau,a)=a^{-1/2}\int_{-\infty}^{+\infty}x(t)\psi^*\left(\frac{t-\tau}{a}\right)dt \tag{6}$$

其中:$\psi(t)$为小波基函数;$\psi^*(t)$为$\psi(t)$的复共轭;τ为平移因子;a为尺度因子。

S变换是在小波变换的基础上对相位的一个改进,使得各频率的相位基准一致,所以S变换的定义是以特定小波基函数的小波变换,再乘上一个相位因子$e^{-j2\pi ft}$,并把小波变换时的基函数设定为高斯窗函数,即可得到S变换的表达式(3)。

根据行星齿轮局部故障振动测试信号模型[9]进行仿真处理,得

$$x(t)=\left[1-\cos\left(2\pi f_c t\right)\right]\left[1+A\cos\left(2\pi f_p t+\varphi\right)\right]\times\cos\left[2\pi f_m t+B\sin\left(2\pi f_p t+\varphi\right)+\theta\right] \tag{7}$$

其中:f_c为行星架转频;f_p为行星轮的故障特征频率;f_m为齿轮的啮合频率。

实验平台如图1所示。模型中所需的参数依照

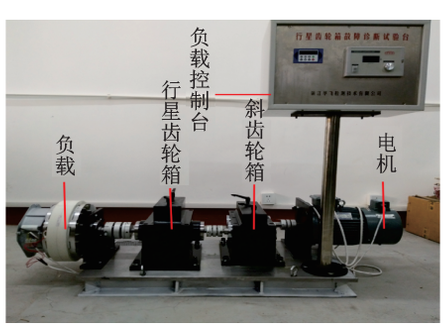


图1 实验平台

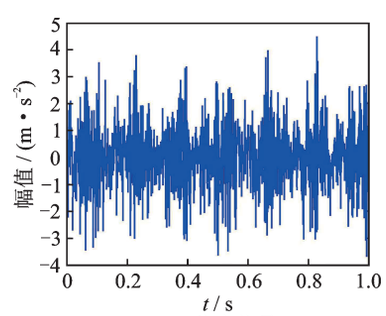
Fig.1 Experimental platform

HFXZ-I行星齿轮故障诊断实验平台情况设定，行星齿轮箱在一级减速箱之后运行，行星齿轮箱齿轮参数如表1所示。令转频为50 Hz，计算出啮合频率为487.8 Hz，将其代入式(7)后进行仿真。使用局部化性能和对称性都较好的Complex Morlet小波变换、S变换和LMD-S变换的方法分别得到仿真信号的时频分布图像，如图2所示。图2(a)为行星轮发生故障时的时域仿真信号，其非平稳、非线性特征明显，但仅从时域信号中无法得出有价值的信息。图2(b,c)分别为信号经过小波变换和S变换后的时频分布图像，行星轮在发生故障时信号的特点比较明显。在小波变换时频图像0～100 Hz频率段中有较大的失真现象，导致提取的特征与运行工况不匹配，不利于信号特征的提取；S变换不存在此缺点，但低频处信号成分较杂乱，使得有用信息很可能被干扰信息所淹没。图2(d)为仿真信号经过LMD-S变换后得到的时频图像，与图2(a,b,c)相比，不仅保留了原始信号的特征信息，在滤除一部分与原始信号相关性较小成分的同时增强了特征信息，使啮合频率487.8 Hz附近的信号成分更明显。因此，LMD-S方法更有利于行星齿轮箱振动信号时频分布图像的转换。

表1　齿轮参数

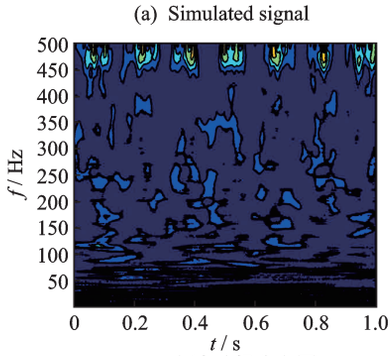
Tab.1　Gear parameters

关键部件	行星齿轮	太阳轮	齿圈
齿数	27×3	18	72



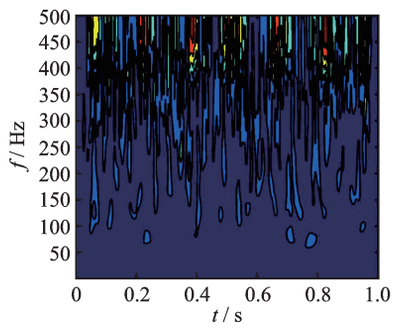
(a) 仿真信号

(a) Simulated signal



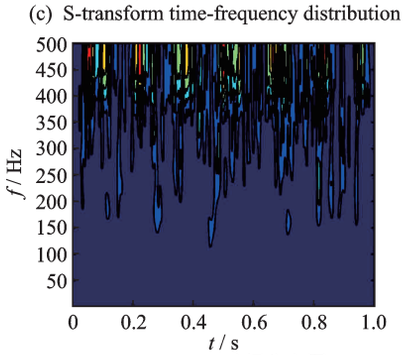
(b) 小波时频分布图

(b) Wavelet time-frequency distribution



(c) S变换时频分布图

(c) S-transform time-frequency distribution



(d) LMD-S时频分布图

(d) LMD-S time-frequency distribution

图2　信号时频分布图像转换方法的对比图

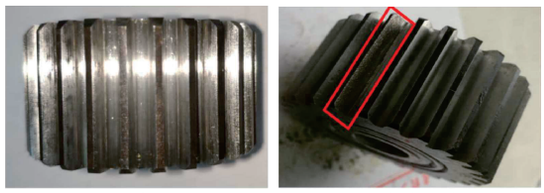
Fig.2　Comparison of image conversion methods for signal time-frequency distribution

3.2　实验设置

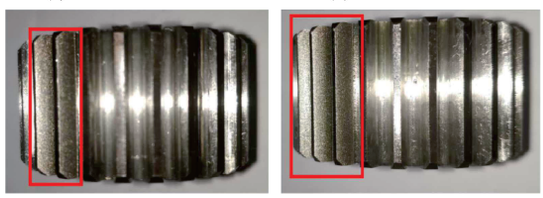
为了验证笔者提出的方法在识别行星齿轮故障方面的应用价值，以HFXZ-I型行星齿轮箱故障诊断实验平台作为实验对象，模拟了行星齿轮箱在工程环境中的工作状态。由交流变频电机提供动力，实验过程中的负载由行星齿轮箱输出端联接的磁粉离合制动器提供。本次实验将故障设置在行星轮上，4种工况模式如图3所示，分别完成了行星齿轮正常工况、1个齿面、2个齿面及3个齿面的磨损4种工况的实验测试。实验过程中，在行星齿轮箱输出轴轴承座对应的顶箱盖位置和行星齿轮箱顶部箱体上安装了振动加速度传感器，其位置如图4所示。设置采样频率为10.24 kHz，将采集到的数据分为3组，其工况如表2所示，其中每个数据集包括4种不同工况的数据，重采样点数为2 048，每种工况下分别取出20个分析样本，共处理(3×4×20)个样本数据。

3.3　相关性分析与时频分布图像的获取

根据LMD-S原理，信号在转换为时频分布图像过程中会得到多个PF分量，但不是每个PF分量都包含有用信息。对3组数据集每种工况下的PF分量与原始信号都进行相关性分析，如图5所示。



(a) 正常工况 (b) 1个齿面磨损
(a) Normol condition (b) One tooth wear



(c) 2个齿面磨损 (d) 3个齿面磨损
(c) Two teeth wear (d) Three teeth wear

图3 4种工况模式

Fig.3 Four operating modes

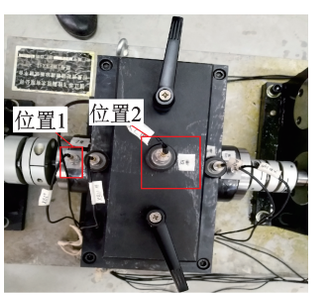


图4 传感器的安装位置

Fig.4 Location of sensor

表2 3组数据的不同工况

Tab.2 Different working conditions of the three sets of data

数据集	传感器位置	负载/A	转频/Hz
1	1	1	50
2	2	1	30
3	2	1	50

由图可以看出,不同工况或者不同采集位置都会影响PF分量相关系数大小的变化,观察实际处理信号PF分量的相关性发现,从第4个分量到第8个分量的相关系数主要集中在0.1附近。为了避免因为行星齿轮微弱故障成分造成的信号混叠现象而使相关系数出现误差的问题,根据图5选定相关系数阈值为0.1,将保留相关系数大于0.1的PF分量进行信号重构,重构后的信号再依照LMD-S原理处理后便可得到信号的时频分布图像。图6为数据集1不同工况的时频分布图像样本。

按照上述原理得到行星齿轮箱振动信号时频分布图像,设定LBP算子参数为(8,1),提取时频图像特征的步骤如下:

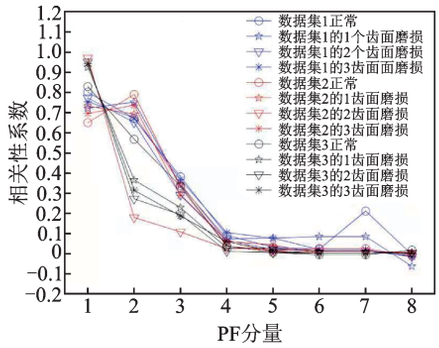
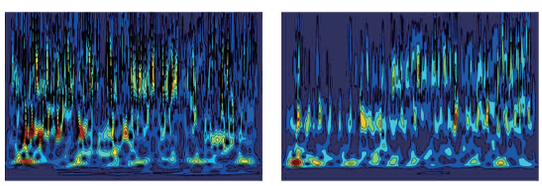
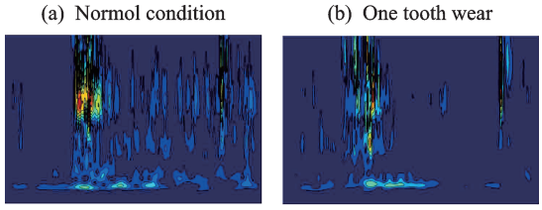


图5 PF分量的相关性分析

Fig.5 Correlation analysis of PF components



(a) 正常工况 (b) 1个齿面磨损
(a) Normol condition (b) One tooth wear



(c) 2个齿面磨损 (d) 3个齿面磨损
(c) Two teeth wear (d) Three teeth wear

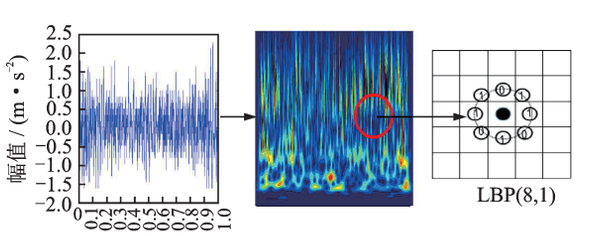
图6 数据集1不同工况的时频分布图像样本

Fig.6 Time-frequency distribution image samples of different working conditions of dataset 1

1) 将行星齿轮箱不同工况下振动信号的时频图像样本划分为半径为1、相邻区域像素点个数为8的圆形区域;

2) 把中心点处与每一个相邻区域处的像素值求差,当差值大于等于0时(中心点处数值较大)标记为0,否则为1,把比较结果记为8位二进制数,提取的LMD-S时频图像特征示意图如图7所示;

3) 计算每个圆形区域的每种局部二值模式的



(a) 原始信号 (b) LMD-S时频分布图像 (c) 提取图像特征
(a) Original signal (b) LMD-S time-frequency distribution (c) Extracting image features

图7 提取LMD-S时频图像特征示意图

Fig.7 Schematic diagram of extracting LMD-S time-frequency image features

频率，并且对二进制数的跳变次数进行均匀模式和非均匀模式分类，以减少模式维数；

4）统计第3步降维后整个图像的LBP频率，并对LBP值进行归一化处理；

5）将处理结果用时频图像的特征直方来表示，4种工况的LBP直方图如图8所示。

虽然每种工况的LBP值是不同的，但是由图8可知，正常工况和1个齿面磨损工况的LBP直方图相近，2个齿面磨损工况和3个齿面磨损工况的LBP直方图相近，所以仅通过分析LBP直方图不能有效区分4种工况类型，还需要进一步分析振动信号时频分布图像的纹理特征。

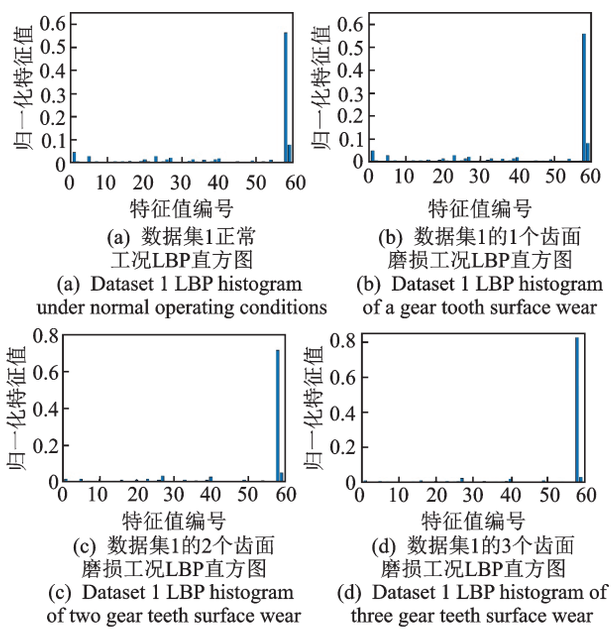


图8　4种工况的LBP直方图

Fig.8　LBP histogram of four working conditions

4　故障识别

Huang等[10]提出了极限学习机（extreme learning machine，简称ELM）算法，用来求解单隐层神经网络。ELM算法最大的特点是对输出层权值通过最小二乘法直接计算，整个学习过程1次完成而无需迭代[11]，在保证学习精度的前提下比传统的学习算法速度更快，该算法应用于许多故障诊断领域且都取得了良好的效果。

首先，将表2中3组数据集的信号分别采用S变换（方法1）处理后提取啮合频率段的方差值作为特征；其次，采用LMD-S变换（方法2）进行信号处理并提取信号的方差值作为特征；最后，采用LMD-S时频图像特征方法（方法3）提取信号故障特征。把从每个数据集用不同方法提取出的时频图像局部二值模式特征分成2组，任意选取10个样本作为训练集，其余10个样本作为测试集，将训练集和测试集分别输入到极限学习机中进行训练和测试，完成对行星齿轮故障的诊断。3种方法的识别结果准确率如表3所示，ELM故障模式识别结果如图9所示。

表3　识别结果准确率

Tab.3　Accuracy of recognition results　%

数据集	故障类型标签	样本编号	S变换＋方差	LMD-S＋方差	LMD-S＋图像特征
1	正常	1～10	100	100	100
	1齿磨损	11～20	100	100	100
	2齿磨损	21～30	30	70	90
	3齿磨损	31～40	80	70	90
2	正常	1～10	100	100	100
	1齿磨损	11～20	100	100	100
	2齿磨损	21～30	90	90	100
	3齿磨损	31～40	60	60	70
3	正常	1～10	100	100	100
	1齿磨损	11～20	100	100	100
	2齿磨损	21～30	80	80	90
	3齿磨损	31～40	60	80	90

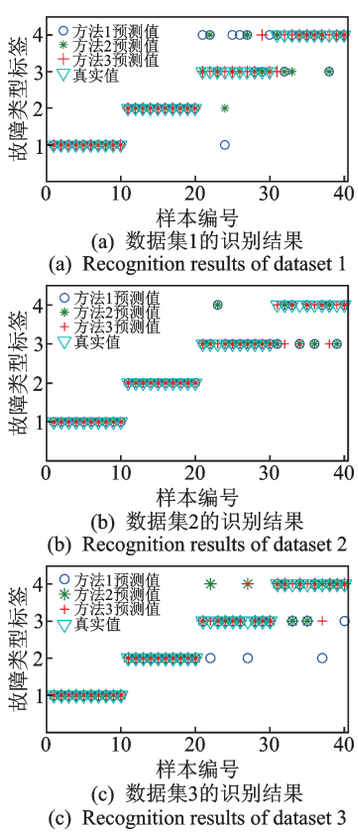


图9　ELM故障模式识别结果

Fig.9　The result of failure mode recognition with ELM

由表3可以看出:3种方法对正常工况与行星齿轮1个齿面磨损工况的识别准确率达到了100%;在识别行星齿轮2个齿面磨损与3个齿面磨损故障时,S变换+方差的方法识别准确率最低;采用LMD-S+方差的方法使故障识别准确率有小幅度提高,但不明显;采用本研究LMD-S+图像特征的方法使故障识别准确率有了大幅度的提高,充分说明该方法的有效性。

5 结束语

在对行星齿轮故障振动信号进行时频分析时,LMD-S方法不仅可以有效滤除相关性较低的信号成分,而且对其中的冲击成分敏感,增强了有用信息。同时,以较高的分辨率将信号转变为时频分布图像,展示了信号分量的数目、能量变化的梯度和能量集中的区域。通过实验验证了图像特征代替传统时频特征的可行性,对比实验结果证明了本研究方法的有效性。

参 考 文 献

[1] 游子跃,王宁,李明明,等.基于EEMD和BP神经网络的风机齿轮箱故障诊断方法[J].东北电力大学学报,2015,35(1):64-72.
YOU Ziyue, WANG Ning, LI Mingming, et al. Method offan fault diagnosis of gearbox based on EEMD and BP neural network[J]. Journal of Northeast Electric Power University, 2015,35(1):64-72.(in Chinese)

[2] 汤宝平,熊学嫣,赵明航,等.多共振分量融合CNN的行星齿轮箱故障诊断[J].振动、测试与诊断,2020,40(3):507-512.
TANG Baoping, XIONG Xueyan, ZHAO Minghan, et al. Multi-resonance component fusion based convolutional neural network for fault diagnosis of planetary gearboxes [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020,40(3):507-512. (in Chinese)

[3] 张俊,钟敏,张建群,等.集成TEO解调和随机共振的行星齿轮箱早期故障诊断方法[J].振动工程学报,2019,32(6):1084-1093.
ZHANG Jun, ZHONG Min, ZHANG Jianqun, et al. An integrating methodology of Teager energy operator and stochastic resonance for incipient fault diagnosis of planetary gearboxes [J]. Journal of Vibration Engineering, 2019,32(6):1084-1093. (in Chinese)

[4] 张东,冯志鹏.迭代广义短时Fourier变换在行星齿轮箱故障诊断中的应用[J].工程科学学报,2017,39(4):604-610.
ZHANG Dong, FENG Zhipeng. Application of iterative generalized short-time Fourier transform to fault diagnosis of planetary gearboxes [J]. Chinese Journal of Engineering,2017,39(4):604-610. (in Chinese)

[5] 郭远晶,魏燕定,周晓军,等.S变换时频谱SVD降噪的冲击特征提取方法[J].振动工程学报,2014,27(4):621-628.
GUO Yuanjing, WEI Yanding, ZHOU Xiaojun, et al. Impact feature extracting method based on S transform time-frequency spectrum denoised by SVD[J]. Journal of Vibration Engineering,2014,27(4):621-628. (in Chinese)

[6] 潘高元,李舜酩,杜华蓉,等.齿轮箱断齿特征识别的S变换-SVD降噪组合方法[J].振动与冲击,2019,38(18):256-263.
PAN Gaoyuan, LI Shunming, DU Huarong, et al. Feature extracting method for gearbox tooth breakage under impact based on the S-transform time-frequency spectrum combined with the denoising by SVD[J]. Journal of Vibration and Shock,2019,38(18):256-263. (in Chinese)

[7] OJALA T, PIETIKÄINEN M, MÄENPÄÄ T. Multiresolution gray-scale and rotation invariant texture classification with local binary patterns[J].2002,24(7):971-987.

[8] 熊俊杰.基于改进局部二值模式的纹理分类算法研究[D].南昌:南昌航空大学,2019.

[9] 冯志鹏,赵镭镭,褚福磊.行星齿轮箱齿轮局部故障振动频谱特征[J].中国电机工程学报,2013,33(5):119-127,19.
FENG Zhipeng, ZHAO Leilei, CHU Fulei. Vibration spectral characteristics of localized gear fault of planetary gearboxes [J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(5):119-127,19. (in Chinese)

[10] HUANG G B,WANG D H,LAN Y.Extreme learning machines: asurvey[J]. International Journal of Machine Learning & Cybernetics,2011,2(2):107-122.

[11] 王斌,崔宝珍.基于CEEMD-MPE和ELM的齿轮箱故障诊断研究[J].组合机床与自动化加工技术,2019(4):103-106.
WANG Bin, CUI Baozhen. Fault diagnosis of gearbox based on CEEMD-MPE and ELM [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2019(4):103-106. (in Chinese)



第一作者简介:崔宝珍,女,1974年2月生,博士、副教授。主要研究方向为现场工程测试、智能轴承关键技术、旋转机械的状态检测及故障诊断等。曾发表《基于广义形态滤波和Hibert边际谱的滚动轴承故障诊断》(《中国机械工程》2016年第27卷第11期)等论文。
E-mail:cuibaozhen@nuc.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.014

支座类型对重载铁路简支梁动力响应影响研究*

陈树礼[1,2]， 许宏伟[1,2]， 刘永前[1,2]
（1.石家庄铁道大学大型结构健康诊断与控制研究所 石家庄，050043）
（2.河北省大型结构健康诊断与控制重点实验室 石家庄，050043）

摘要 为研究板式橡胶支座（简称板座）和球型支座（简称球座）在重载铁路桥梁中的适用性和差异性，以某重载铁路3座桥梁作为研究对象，采用现场试验方法，对比研究板座和球座对重载铁路桥梁结构振动、冲击和变形的影响规律。研究结果表明：板座具有较大的弹性和抗剪切变形能力，而球座则具有更大的刚度、转动性能、耐久性和显著降低的横竖向位移变形等特点；相对于板座，球座应用引起列车对支座和桥梁结构更大的冲击作用，进而引起支座响应频率、桥跨动挠度和阻尼比增大，但球座的应用也引起桥跨结构横向动力响应显著降低，有利于行车安全，并且对桥墩振动、桥跨竖向振动和桥跨自振性能的影响较小。因此，球座给桥梁结构提供了更好的稳定性和可靠性。

关键词 重载铁路；板式橡胶支座；球型支座；动力响应；对比分析
中图分类号 TB123；TH82

引 言

支座是桥梁结构中承上启下的重要组成部分，主要起到承重、约束和适应变形等重要功能，类型多样。其中，板座是我国铁路中一种最常见类型[1-2]，具有构造简单、安装方便、造价便宜和易于更换等优点，并有良好的吸能减振能力。随着使用年限增加和重载运输的快速发展，板座出现了橡胶老化、脱空、鼓凸变形和横向位移过大等一系列病害，支座性能发生退化，进而导致桥梁结构的承载能力和使用性能降低。对于此类支座严重病害，常规的维修加固措施无法彻底根治，目前多采用将其更换为球座的方法来进行处理，而板座和球座的材料性能、构造特点、刚度大小、约束形式和受力特点均有所不同，不同支座条件下的桥梁受力也有所区别，并且重载运输的快速发展也对支座性能提出了更高的要求。因此，开展支座类型对重载铁路桥梁动力响应影响研究很有必要。

近年来，国内外学者围绕支座及其应用以及对桥梁结构动力响应问题进行了广泛研究。王凯睿等[3]采用模型振动台试验方法，开展了板式支座与铅芯支座连续梁桥试验对比分析和考虑支座滑移效应试验。Wei等[4]对双曲面球型支座在高速铁路连续梁桥的应用进行了系统研究。陈万祥等[5]采用理论分析方法，研究了粘弹性支座RC梁在低速冲击下的动力响应，认为支座条件会引起桥梁动力响应发生一定程度的变化。文献[6-8]进行了考虑板座滑移的振动台试验和摩擦性能试验。文献[9-10]采用模型试验方法对弹性支座刚度变化引起的简支箱梁桥振动特性进行了深入研究。邱惠清等[11]研究了岸桥前大梁支座对横向振动的影响规律。朱志辉等[12]基于车桥耦合分析和现场试验手段，研究了车速和轨道不平顺对桥梁冲击的影响规律。Steelman等[13]研究了地震作用下的板式橡胶支座滑移机制及影响问题。

随着重载运输快速发展，板座越来越不能适应大轴重、大运量的运输要求，将板座更换为球座是未来重载运输的发展方向。因此，笔者以某重载铁路桥梁支座更换施工为背景，采用现场试验方法，深入研究支座类型对桥梁动力性能的影响规律，以期为后续大批量的重载铁路支座更换提供一些参考数据。

1 现场试验

1.1 桥梁概况

某重载铁路是我国的一条重要运输通道，年运量超过3亿 t，常规通行23 t及25 t轴重的为1万 t和2万 t编组列车，桥跨结构多为20，24和32 m跨度简

* 国家重点研发计划重点专项资助项目（2016YFB1200401-107）；国家自然科学基金面上资助项目（51678376）；河北省重点研发计划资助项目（20375410D）
收稿日期：2020-01-08；修回日期：2020-05-29

支T梁，多用板座和盆式橡胶支座。随着运量和轴重的不断增加，板座出现了劣化开裂、脱空、局部承压、鼓包外凸及钢板锈蚀等系列病害，支座承担的传递荷载及适应变形的能力逐渐减弱甚至丧失，直接影响了桥梁结构受力安全和运营安全。鉴于球座具有传力可靠、转动灵活、位移量大和耐久性好等优点，在不损失桥梁结构和不改变受力状态情况下，已经逐步将板座更换为球座，以改进支座功能，确保运营安全。

板座一般由多层橡胶和多层薄钢板经高温硫化叠合、粘合压制在一起，多用于铁路20 m以下跨度梁。球座主要由上座板、下座板、球冠衬板及滑板等构件组成，传力可靠，小巧轻便，能够承受更大的竖向荷载且各向转动性能一致。通常情况下，板座多直接放置在墩台垫石上，主梁直接落在支座之上，支座与垫石和主梁之间无连接，横向多采用限位装置进行位移限制。球座一般采用螺栓将上下座板与梁体和墩台垫石连接在一起，不需单独设置限位装置。

为研究支座类型对桥梁结构动力性能的影响规律，选择3座桥梁进行支座更换前后的动力性能试验，分别为1#，2#和3#桥。每座桥梁均选择第1孔桥跨和1#桥墩进行试验，共计3孔主梁和3个桥墩，其中桥跨主梁均为20 m低高度预应力钢筋混凝土T梁，双片并置，采用横隔板进行横向连接。1#和2#桥采用矩形板式桥墩，墩高为7.80 m，墩宽为3.20 m；3#桥采用圆柱形桥墩，墩高为6.83 m，直径为2.20 m；3个桥墩均采用桩基础。3座桥梁均为直线布置，1#桥设置有3.7‰的纵坡，2#和3#桥均为平坡。桥梁概况如表1所示。

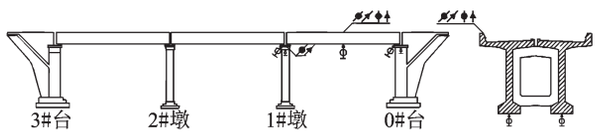
表1 桥梁概况

Tab.1 Bridge profile

桥梁编号	桥墩类型	梁型	跨度/m
1#	矩形板式	T梁	20.0
2#	矩形板式	T梁	20.0
3#	圆柱形	T梁	20.0

1.2 试验设备及工况

在主梁跨中挡砟墙上布置4个拾振器，测试列车通过时的桥梁结构横向振幅、竖向振幅、横向加速度及竖向加速度；在主梁跨中布置2个应变式位移计，测试桥梁跨中动挠度及动力系数；在活动支座处布置4个位移计，测试列车作用下的支座竖向位移和横向位移变化情况；在桥墩墩顶布置2个拾振器，测试桥墩墩顶横向振幅和纵向振幅。测点布置如图1所示。

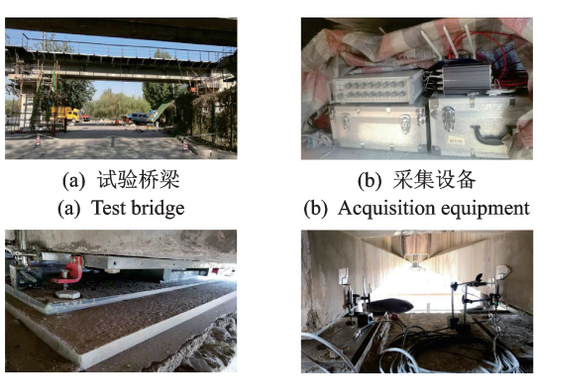


横向振幅；竖向振幅；横向加速度；竖向加速度；横向位移；竖向位移

图1 测点布置

Fig.1 Layout of measuring points

振幅及加速度测试选用中国地震局891-Ⅱ型拾振器，配套放大器；主梁动挠度和支座位移测试分别选择日本SDP-50和CDP-10位移计，测试精度为0.01和0.001 mm；数据采集、分析和处理采用德国IMC系列数据采集和处理系统。现场试验工作记录如图2所示。



(a) 试验桥梁 (a) Test bridge

(b) 采集设备 (b) Acquisition equipment

(c) 更换后的球座 (c) Replaced spherical bearing

(d) 支座位移测点 (d) Displacement measuring point

图2 现场试验记录

Fig.2 Field test record

现场测试采用正常运营列车作为试验列车，均为满载重车，机车包括SS8型和HXN3型，车辆主要为C80敞车，列车速度分为65，70和75 km/h这3个级别，每种速度保证50趟以上有效数据。现场测试完成后，对所有测试参数时程曲线检查并进行幅值统计、失真数据剔除和频谱分析，再完成数据整理分析。其中，最大值为所有列车作用下的各测试参数最大值，平均值为所有测试数据最大值的算术平均值。

2 桥墩动力响应分析

桥墩是支撑上部结构的重要构件，而桥墩与主梁之间通过支座相连，列车荷载作用于主梁时，力经由轨道、枕木、主梁和支座依次传递到墩

身上，使得桥墩发生横向和纵向变形，通过测试墩顶振幅变化情况，能够在一定程度上反映墩身承受的荷载大小。表 2 为采用 2 种类型支座的桥墩振动测试结果对比，图 3 为墩顶振幅最大值统计。

表 2　桥墩振动测试结果对比

Tab.2　Comparison of vibration test result of bridge pier

桥号	方向	最大值/mm		增减/%	平均值/mm		增减/%
		板座	球座		板座	球座	
1#	横向	0.293	0.224	−23.6	0.232	0.185	−20.1
	纵向	0.238	0.302	26.8	0.179	0.247	37.5
2#	横向	0.412	0.362	−12.3	0.305	0.290	−4.8
	纵向	0.201	0.151	−24.9	0.167	0.122	−27.0
3#	横向	0.331	0.374	13.1	0.269	0.325	20.6
	纵向	0.129	0.099	−23.0	0.104	0.085	−18.2

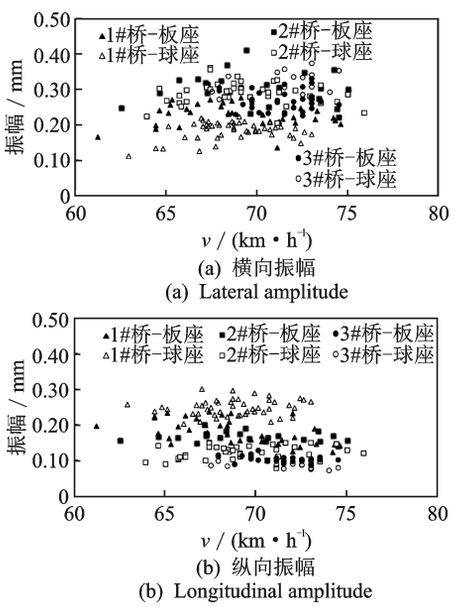


图 3　墩顶振幅最大值统计

Fig.3　Statistical of maximum amplitude of pier top

由表 2 和图 3 可知：对比分析墩顶横向振幅，将板座更换为球座后，1# 和 2# 桥墩顶横向振幅略有减小，最大值和平均值均体现了这一规律；而 3# 桥墩顶横向振幅则略有增大。板座和球座与桥梁结构的连接方式不同，导致列车通过向下传递的横向荷载也有差异，球座的应用使得墩身和主梁之间的连接大大增强，传递的荷载有所增大，但由于其适应变形的能力相对也较强，进而导致 1# 和 2# 桥墩顶横向振幅略有降低，球座对一般类型桥墩具有一定的横向减振效果。对于刚度较弱的桥墩而言，球座的应用同时可能会导致传递到桥墩的横向力增大，进而引起桥墩横向振动加剧，3# 桥墩顶横向振幅在更换球座后有所增大，也验证了这一现象。因此，在进行日常管养和改造加固时应给予重点关注。

对比分析墩顶纵向振幅，将板座更换为球座后，2# 和 3# 桥墩顶纵向振幅有所降低；而 1# 桥墩顶纵向振幅略有增大，并且不论采用何种类型支座，1# 桥墩顶纵向振幅均大于 2# 和 3# 桥数据。由于 3 孔桥梁支座类型及 1#，2# 桥桥墩类型和尺寸完全一致，区别就在于 1# 桥位于 3.7‰ 的坡道上，而 2# 和 3# 桥位于平道上，因此可以认为线路纵坡是引起桥墩纵向振动加大的主要原因，而球座良好的转动性能则对桥墩纵向有一定的抑振作用。

对比桥墩墩顶横纵向振幅，2 种支座条件下，2# 和 3# 桥桥墩横向振动均大于纵向振动；但对于 1# 桥桥墩而言，板座条件下墩顶横向振幅大于纵向振幅，而球座条件下则表现为墩顶横向振幅小于纵向振幅，且纵向振动较板座时也有所增大。结合 3 座桥梁结构类型和坡道情况，可以认为纵坡存在是桥墩纵向振动的主要原因，在日常维护时需多注意长大坡道桥梁墩台基础受力和病害问题。

对比 2 种类型支座，板座具有更好的弹性，而球座刚度较大且弹性较小。当桥梁结构采用板座时，自上而下传递的荷载一部分由板座承担，列车经过时板座会产生明显的不均匀压缩变形，而球座则通过转动来实现减振减载作用。对桥墩时程曲线进行自谱分析，列车作用下，采用板座的桥墩振动频率介于 2.12～3.77 Hz 之间，更换为球座后桥墩振动频率略有增加，介于 2.42～4.13 Hz 之间，且板式桥墩振动频率大于圆柱形桥墩，可见球座在增加了约束能力的同时也引起桥墩振动频率加大。

3　支座动力响应分析

活载作用下支座结构不可避免地会产生变形。板座由橡胶和钢板共同组成，在竖向具有足够的刚度和较大的压缩变形，在水平方向也具有一定的弹性；而球座则由多种钢构件组合而成，承载力较板座大，且具有位移大、转动力矩小和各向转动性能一致的特点。《铁路桥梁检定规范》[14] 中对橡胶支座的横向位移进行了规定，运营列车作用下横向位移限值不能超过 2.00 mm，而竖向位移代表了竖向刚度，板式支座未明确限值大小，球座则无限值要求。列车作用下支座位移统计表和最大值统计分别如表 3 和

图4所示。

表3 支座位移统计表

Tab.3 Statistical table of bearing movement

桥号	方向	最大值/mm		增减/%	平均值/mm		增减/%
		板座	球座		板座	球座	
1#	横向	0.346	0.063	−81.8	0.236	0.045	−80.9
	竖向	0.292	0.151	−48.2	0.243	0.128	−47.5
2#	横向	0.212	0.083	−60.7	0.179	0.065	−63.7
	竖向	0.211	0.109	−48.3	0.199	0.095	−52.3
3#	横向	0.485	0.089	−81.7	0.350	0.076	−78.3
	竖向	0.284	0.136	−52.2	0.254	0.121	−52.6

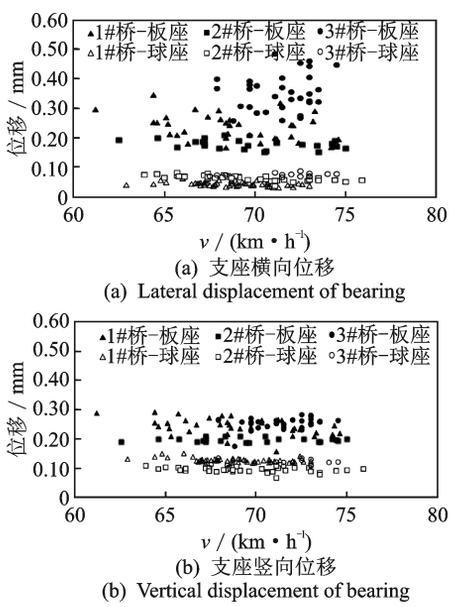


图4 支座位移最大值统计

Fig.4 Statistical of bearing displacement maximum value

由表3和图4可知,列车作用下板座和球座均产生一定程度的横向位移和竖向位移变化。其中,板座横向位移是球座的3～6倍,竖向位移约为球座的2倍左右;而球座两个方向位移均大幅减小,说明球座的竖向刚度和横向约束能力较板座大大提高。

3孔桥梁板座横向位移最大值介于0.212～0.485 mm之间,数值相对较大且比较离散;而球座横向位移最大值介于0.063～0.089 mm之间,数值较小且比较接近。可以认为,更换为球座后,支座横向位移得到明显降低。在试验过程中对2种类型支座的变形进行了观测,板座上表面和梁底之间未发生滑移,板座横向位移主要表现为橡胶的不均匀压缩变形,引起梁体左右摆动,而球座上表面与梁底间也未发生滑移,球座横向位移表现为球铰的转动。

对比分析2种支座竖向位移数据,实测板座竖向位移最大值介于0.211～0.292 mm之间,数据比较集中且最大值与平均值比较接近。更换为球座后,支座竖向位移明显减小,其最大值介于0.109～0.151 mm,降低幅度均达到50%左右。

对比支座横竖向位移数值大小,板座横向位移与竖向位移比较接近,数值较大且基本都超过了0.20 mm;而球座的横向位移均小于竖向位移。板座是通过橡胶的不均匀压缩实现转角和减振,列车作用产生的较大变形均由支座承担。球座的横向位移变化由球铰转动引起,而竖向变形由球座各部件和空隙引起,球座具有更好的横向稳定性。图5和图6分别为典型支座横向和竖向位移时程曲线图。

可以看出,列车作用下板座和球座的横向及竖向位移均为弹性变化,且基本没有残余位移。板座横向位移整体表现为在基准点位置处的左右振动,幅值远远大于球座;而球座横向位移整体表现为先发生一个初始变位,然后在初始变位左右高频振荡。板座和球座横向位移振动频率分别介于1.43～4.23 Hz和1.56～4.49 Hz之间,二者基本相等。

板座和球座竖向位移整体表现基本一致,列车作用下均是先产生一个向下的初始变位,然后在初始变位上下振荡。相比较而言,板座竖向振动频率介于1.58～4.52 Hz之间,小于球座竖向振动频率

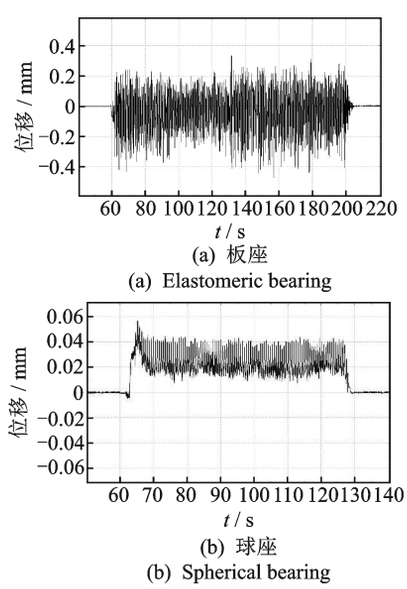


图5 典型支座横向位移时程曲线

Fig.5 Time history curve of lateral displacement of typical bearing

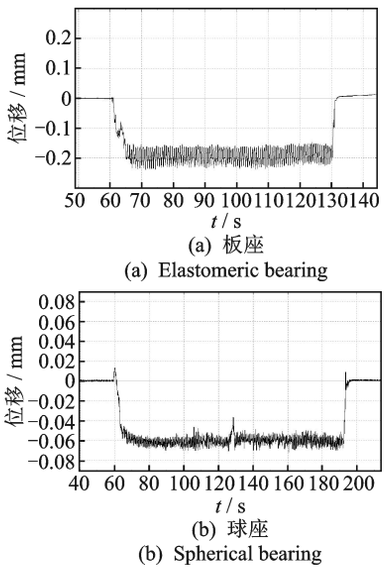


图 6　典型支座竖向位移时程曲线

Fig.6　Time history curve of vertical displacement of typical bearing

1.69～5.47 Hz，列车作用下引起球座产生了较高频率的振动，而板座引起较大的竖向振动幅值变化。可以认为：同一列车作用下，板座具有较大的位移变化数值和较低的振动频率，而球座位移数值较小但振动频率略高；板座具有良好的减振隔振性能，而球座则承受更大的冲击作用。

4　桥跨结构动力响应分析

列车作用下桥跨结构的动力响应是影响列车安全运营的重要影响因素，也是评判结构性能的重要指标。支座类型不同，支撑刚度和约束条件也有所区别，移动荷载作用下的桥梁结构动力响应也会发生变化。桥跨动力响应分析从横向振动、竖向振动、动挠度、频率和阻尼比等几方面展开。

4.1　横向振动

桥跨跨中横向振幅和横向加速度是影响桥梁行车安全的两个关键动力性能指标，由列车荷载激励引起，但也受到结构类型和约束情况的影响，其数值大小直接反映了梁体横向刚度和约束变化。表 4 为桥梁结构横向振动数据对比，图 7 为桥跨横向振动统计。

由表 4 和图 7 可以看出：球座代替板座后，桥跨结构的横向振幅和横向加速度均有一定程度的降低，其中桥梁横向振幅降低幅度较大，降幅在－4.9%～－47.3% 之间且比较离散；而横向加速度降低幅度较小，降幅介于－7.9%～－25.5% 之间。可以认为，球座改变了对主梁的约束状态，其约束能力大大增强，对桥跨的横向减振效果比较明显，尤其是横向振幅，而加速度的大小与轮轨冲击关系更大，支座约束对其影响略小。

表 4　横向振动数据对比

Tab.4　Comparisons of lateral vibration data

参数	类型	振幅/mm			a/(m·s^{-2})		
		1#	2#	3#	1#	2#	3#
最	板座	0.472	0.699	0.976	0.262	0.171	0.315
大	球座	0.388	0.384	0.680	0.241	0.128	0.272
值	增减/%	－17.8	－45.2	－30.3	－7.9	－25.5	－13.7
平	板座	0.322	0.567	0.628	0.189	0.113	0.224
均	球座	0.306	0.299	0.510	0.162	0.086	0.208
值	增减/%	－4.9	－47.3	－18.8	－14.3	－24.6	－7.2

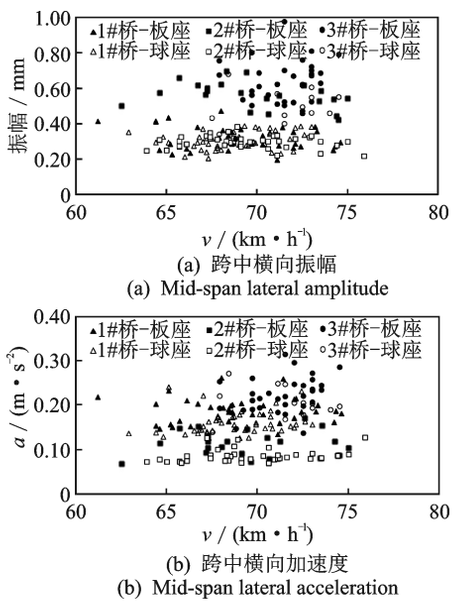


图 7　桥跨横向振动统计

Fig.7　Lateral vibration statistics of bridge span

对比 3 孔桥跨横向振幅数据，1# 和 2# 这 2 孔桥梁主梁和墩身类型均一致，但采用板座时测试数据有较大差异。采用板座时，1# 和 2# 桥支座横向位移最大值分别为 0.346 和 0.212 mm，对应墩顶横向振幅最大值分别为 0.293 和 0.412 mm，而 1# 和 2# 桥跨中横向振幅最大值分别为 0.472 和 0.699 mm，差异较为明显。3# 桥跨中振幅远远大于 1# 和 2# 桥数据，而现场观测未发现 3 孔梁体存在明显病害。支座位移和墩身振动会对桥跨结构横向振动产生一定影响，但不是最主要因素，横向振动是与桥跨结构状态关系最为密切。当采用球座替换板座后，1# 和 2# 桥横向振幅数据基本相等且显著降低，3# 桥桥跨横向振动也明显降低。这

表明球座大大增强了主梁的稳定性并减小了梁体振动幅度，球座对降低桥跨结构横向振动有明显效果。

加速度是表征单位时间内速度改变程度的矢量，文献[12]中规定桥跨结构横向振动加速度不应超过 1.40 m/s²，实测 3 孔桥跨横向加速度均远远小于这一标准。采用球座替代板座后，桥跨横向加速度均略有下降，但降低幅度不大。加速度主要和车辆蛇形运动冲击有关，虽然球座改变了墩身与主梁的约束状态，但约束面积、桥梁恒载以及其他基本条件没有发生变化，因此将板座更换为球座后对桥跨横向加速度的影响较小。

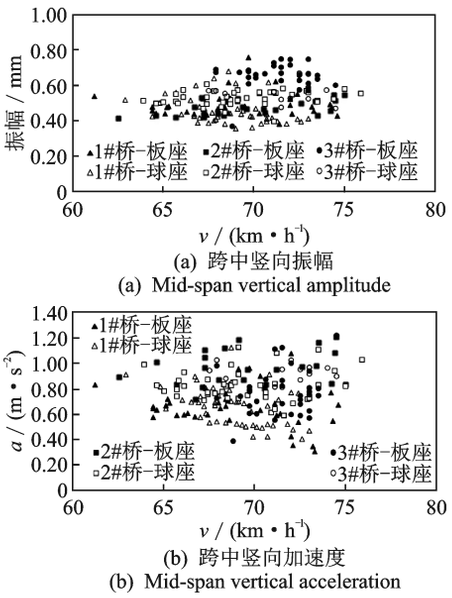
对 3 孔桥跨进行频谱分析，采用板座的 1#，2# 和 3# 桥桥跨横向自振频率分别为 4.53，4.62 和 4.72 Hz，更换为球座后 3 孔桥跨横向自振频率分别为 4.55，4.68 和 4.76 Hz，支座更换前后桥跨结构自振频率基本无变化。自振频率是桥跨结构自身固有的振动频率，在约束未发生明显变化情况下，桥跨结构自振频率将不会发生改变。

4.2 竖向振动

竖向振动在一定程度上反映了桥跨竖向刚度，表 5 为桥跨结构跨中位置竖向振动数据对比，图 8 为桥跨竖向振动统计。

由表 5 和图 8 可以看出：球座替代板座后，桥跨结构的竖向振幅和竖向加速度变化规律不明显，数据变化较小，远小于桥跨横向振幅减小幅度；更换球座后梁体竖向振动较采用板座时更为稳定，不同桥跨的竖向振幅离散型更小。因此，球座在一定程度上提高了支撑稳定性和一致性，不同列车通过引起的桥跨竖向振动差异性较小，而板座的性能差异较大。

对支座上方梁端位置处竖向振动也进行了测试，采用球座替代板座后，梁端竖向振幅数值有所降低，振动幅值最大值由 0.20～0.22 mm 降至 0.08～0.11 mm，与支座竖向振动降低幅度大体相当；而竖向振动加速度数值有所增加，由 0.70～1.12 m/s² 增至 1.02～1.45 m/s²。球座刚度增加和弹性降低引起梁端竖向冲击增大，在增大冲击加速度的同时降低了振动幅度。



(a) 跨中竖向振幅
(a) Mid-span vertical amplitude

(b) 跨中竖向加速度
(b) Mid-span vertical acceleration

图 8 桥跨竖向振动统计

Fig.8 Vertical vibration statistics of bridge span

4.3 动挠度

跨中挠度是反映桥梁竖向刚度的最主要指标，表 6 和图 9 分别为跨中动挠度数据对比和桥跨动挠度幅值统计，其中挠度数值扣除了支座竖向沉降的影响。

由表 6 和图 9 可知，去除支座沉降的影响，球座替代板座后，桥跨结构跨中动挠度有所增加，最大值和平均值都体现了这一规律。对应的 3 孔桥梁动挠度动力系数也由 1.04～1.06 增加至 1.08～1.12。桥

表 5 竖向振动数据对比

Tab.5 Comparisons of vertical vibration data

参数	类型	振幅/mm			a/(m•s^{-2})		
		1#	2#	3#	1#	2#	3#
最大值	板座	0.761	0.551	0.752	1.080	1.213	1.224
	球座	0.683	0.611	0.672	1.127	1.131	1.028
	增减/%	−10.3	10.9	−10.6	4.4	−6.8	−16.0
平均值	板座	0.500	0.473	0.657	0.659	0.963	0.771
	球座	0.462	0.532	0.565	0.663	0.825	0.919
	增减/%	−7.6	12.3	−14.0	0.6	−14.3	19.1

表 6 跨中动挠度数据对比

Tab.6 Comparison of mid-span dynamic deflection data

参数	类型	动挠度/mm		
		1#	2#	3#
最大值	板座	7.190	8.193	6.733
	球座	7.415	8.394	7.066
	增减/%	3.10	2.50	4.90
平均值	板座	6.671	7.643	6.306
	球座	6.967	7.782	6.633
	增减/%	4.40	1.80	5.20

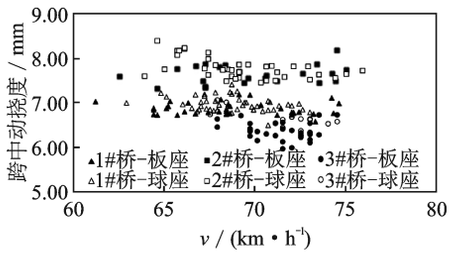


图 9　桥跨动挠度幅值统计

Fig.9　Dynamic deflection amplitude statistics of bridge span

上轨道、道砟及列车类型均未发生改变，仅支座类型发生了改变，可以认为支座类型的改变是引起动挠度增大的直接原因，支座刚度的增加引起列车对桥梁跨中的冲击加剧，进而引起桥跨结构挠度有所增大。

对比 3 孔桥跨动挠度数据，2#桥动挠度明显大于其余 2 孔桥梁。现场观测发现，2#桥梁体底部有裂缝出现，混凝土外观表现也略差，而 1#和 3#桥未发现混凝土开裂情况且状况较好。可以认为桥跨结构状态是导致动挠度有所差异的根本原因，而支座约束状态和刚度的改变会对挠度产生影响，引起桥跨结构动挠度数值和相应冲击系数发生变化。

4.4　阻尼比

阻尼比是阻尼与临界阻尼的比值，代表桥梁结构在受激振后振动的衰减形式，文献[12]规定阻尼比是有阻尼自由振动波形对数衰减率的 1/2π。阻尼比的影响因素主要包括材料阻尼、周围介质阻尼和约束阻尼等，由于结构形式不变，支座类型改变仅造成了约束阻尼改变，进而引起梁体阻尼比变化。现场试验时采用自由衰减振动法和脉动法进行阻尼比测试与分析。表 7 为阻尼比统计表。

表 7　桥跨结构振动阻尼比

Tab.7　Damping ratio of bridge span structure　%

方向	桥号	板座	球座	增减
横向	1#	3.364	4.334	28.8
	2#	3.424	4.162	21.6
	3#	2.962	3.642	23.0
竖向	1#	3.855	4.423	14.7
	2#	3.937	4.591	16.6
	3#	2.679	3.129	16.8

由表 7 可知：采用板座时桥跨结构横向振动阻尼比介于 2.96%～3.42% 之间，竖向振动阻尼比介于 2.68%～3.94% 之间，二者大体相当，但竖向振动阻尼比离散性更大；当采用球座替代板座后，桥跨结构横向和竖向振动阻尼比均有所增大，且 3 孔桥跨结构阻尼比增加幅度也大体相当。

分析列车出桥后的桥跨结构自由衰减振动波形，桥跨结构横向振动频率和竖向振动频率均有所增加，但增加幅度较小，说明球座较板座刚度有所增加，耗散外部能量的能力略微有所增大，桥跨结构振动衰减速度加快。

5　结　论

1）板座和球座都是适用于重载铁路桥梁的支座类型，板座具有弹性好、剪切变形能力大的特点，而球座传力可靠、耐久性好，采用 2 种类型支座的桥梁结构动力性能均满足相关规范要求。

2）球座替代板座后，列车对桥梁结构的冲击有所增大，表现在支座响应频率增加、桥跨动挠度和阻尼比增大等方面，但支座横向和竖向位移显著减小，桥跨结构横向动力响应大幅降低，而对桥墩振动和桥跨竖向振动影响则不太明显。总体来说，球座较板座给桥梁结构提供了更好的稳定性和可靠性。

3）“货运重载“是我国铁路继“客运高速”后的又一重点发展方向，而现有铁路的重载化扩能改造对支座性能提出了更高的要求，相比较而言，传力更好、转动更灵活的球座更适用于重载铁路，具有广阔的推广应用前景。

参　考　文　献

[1]　胡兆同，陈万春．桥梁通用构造及简支梁桥[M]．北京：人民交通出版社，2001：130-138.

[2]　陈树礼，刘永前，张彦兵．支座病害对大跨度钢桁梁桥的振动影响研究[J]．振动与冲击，2017，36(13)：195-200.
CHEN Shuli，LIU Yongqian，ZHANG Yanbing. Vibration influence of large span steel truss bridge accused by bearing damage[J]. Journal of Vibration and Shock，2017，36(13)：195-200.(in Chinese)

[3]　王凯睿，徐秀丽，李雪红，等．考虑板式支座滑动效应的桥梁振动台试验研究[J]．振动与冲击，2017，36(12)：68-74.
WANG Kairui，XU Xiuli，LI Xuehong，et al. Study of the concrete continuous girder bridge shaking table test considering the sliding of laminated rubber bearings[J]. Journal of Vibration and Shock，2017，36(12)：68-74.(in Chinese)

[4]　WEI B，YANG T H，JIANG L Z，et al. Effects of

friction-based fixed bearings on the seismic vulnerability of a high-speed railway continuous bridge[J]. Advances in Structural Engineering, 2018, 21(5):643-657.

[5] 陈万祥,郭志昆.粘弹性支座RC梁在低速冲击下的动力响应计算[J].工程力学,2010, 27(5): 115-121.
CHEN Wanxiang, GUO Zhikun. Dynamic response of reinforced concrete beams with viscous-spring supports subjected to low velocity impact[J]. Engineering Mechanics, 2010, 27(5):115-121. (in Chinese)

[6] 项乃亮,崔侠侠,李建中.板式橡胶支座滑动摩擦性能试验及其力学模型[J].同济大学学报(自然科学版), 2016, 44(12): 1828-1834.
XIANG Nailiang, CUI Xiaxia, LI Jianzhong. Experimental study on sliding friction behavior of laminated rubber bearing and its mechanical model[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2016, 44(12): 1828-1834. (in Chinese)

[7] 项乃亮,李建中.考虑板式支座滑移的中小跨度梁式桥振动台试验[J].土木工程学报,2018, 51(7): 104-111.
XIANG Nailiang, LI Jianzhong. Shaking table tests of a short to medium-span girder bridge considering the sliding of laminated-rubber bearings[J]. China Civil Engineering Journal, 2018, 51(7):104-111. (in Chinese)

[8] XIANG N L, LI J Z. Experimental and numerical study on seismic sliding mechanism of laminated rubber bearings[J]. Engineering Structures, 2017, 141(6): 159-174.

[9] 罗锟,汪振国,雷晓燕,等.弹性支座对简支箱梁桥振动特性的影响及隔振效果研究[J].振动与冲击,2019, 38(6): 54-61.
LUO Kun, WANG Zhenguo, LEI Xiaoyan, et al. Influence of elastic supports on the vibration characteristics of a simply supported box-girder bridge and study on its vibration isolation effect[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(6):54-61. (in Chinese)

[10] 张志俊,李小珍,张迅,等.弹性支座对桥梁车致振动的隔振效果研究[J].工程力学,2015, 32(4):103-111.
ZHANG Zhijun, LI Xiaozhen, ZHANG Xun, et al. Study on the vibration-isolation effects of elastic bearings on train induced vibration of railway bridge[J]. Engineering Mechanics, 2015, 32(4):103-111. (in Chinese)

[11] 邱惠清,卢凯良,李雪,等.岸桥前大梁铰支座支承对其横向振动的影响[J].振动、测试与诊断,2009, 29(3):299-302.
QIU Huiqing, LU Kailiang, LI Xue, et al. Influence of support means of hinge-bearing for container Crane's boom on lateral vibration[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(3):299-302. (in Chinese)

[12] 朱志辉,罗思慧,张磊,等.车桥耦合振动的拱桥吊杆应力冲击系数分析[J].振动、测试与诊断,2019, 39(6): 1169-1176.
ZHU Zhihui, LUO Sihui, ZHANG Lei, et al. Numerical studies of suspenders' stress impact factor of train and arch bridge coupled systems[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(6):1169-1176. (in Chinese)

[13] STEELMAN J S, FAHNESTOCK L A, FILIPOV E T, et al. Shear and friction response of nonseismic laminated elastomeric bridge bearings subject to seismic demands [J]. Journal of Bridge Engineering, 2012, 18(7): 612-623.

[14] 中华人民共和国铁道部.铁运函[2004]120号 铁路桥梁检定规范[S].北京:中国铁道出版社,2004.



第一作者简介:陈树礼,男,1978年9月生,硕士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为桥梁检测、评定与加固以及桥梁结构健康监测。曾发表《支座病害对大跨度钢桁梁桥的振动影响研究》(《振动与冲击》2017年第36卷第13期)等论文。

E-mail: chensl@stdu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.015

斜端面 Hopkinson 杆校准多维高 g 值加速度计方法研究*

高　猛，　郭伟国，　李小龙
（西北工业大学航空学院　西安，710072）

摘要　为了对多维高 g 值加速度计灵敏度系数进行校准，提出一种斜端面 Hopkinson 杆实现多维加速度计量脉冲方法。首先，通过 ANSYS/LS-DYNA 有限元软件分析了斜面角度和激励脉宽对斜面上质点波形的影响，定义杆端斜面部分沿杆轴向投影 L 与激励脉冲波长 λ 的比值为 δ；其次，利用改进的斜端面 Hopkinson 杆对三轴加速度计中 2 个轴的灵敏度及交叉灵敏度系数进行同步校准，得到不同气压下灵敏度系数矩阵。研究结果表明：δ 并不是决定斜面质点加速度波形的唯一参数，但对相同 L 的校准杆，δ 值越小，斜面各质点加速度波形越趋于一致；因轴间耦合作用，双轴同步校准得到的各主轴灵敏度系数要小于单轴依次校准，且 z 轴方向激励（安装面法线方向）对 y 向（安装面切向）输出影响较大。

关键词　冲击校准；灵敏度系数；横向灵敏度；多维高 g 值加速度计；斜端面 Hopkinson 杆
中图分类号　TP212.1；TH824.4

引　言

弹体高速侵彻靶板过程中，由于靶体宏观或微观呈现复杂结构，导致弹体在侵彻过程中所受各方向阻力不同，为多维承载过程[1]。三轴高 g 值加速度计因能同时感受 3 维加速度过载而被广泛应用于弹靶侵彻中。为了获得三轴加速度计各轴上准确、可靠的数据，在研发和使用前，必须对其性能参数进行标定和校准。Hopkinson 杆作为一种动态加载装置，因其结构简单、操作方便、测量方法巧妙及加载波形易控等优点，已广泛应用于单轴高 g 值加速度计校准[2-9]，其最大量程可达 $20\times10^4 g$，脉宽可达 300 μs。

现有三轴高 g 值加速度计主要有 3 组单轴加速度计正交组装、单芯片集成微机电系统（micro-electro mechanical systems，简称 MEMS）等结构形式[10-11]，但无论哪种结构形式，因加工工艺及组装误差，3 个敏感轴之间无法完全解耦，为了确保加速度计测量数据准确，必须对其轴间关系进行测试。相比于单轴高 g 值加速度计，三轴高 g 值加速度计校准的难点主要在于如何同步产生三轴非耦合高 g 值加速度脉冲，并且有效施加到传感器敏感区。现有的三轴加速度计同步校准方法如重力场翻滚法[12]、三轴振动台标定法[13-14]所能标定的量程有限，仅为 1 g 至几十 g，无法实现几万甚至几十万 g 值的高冲击脉冲，很难应用到三轴高 g 值加速度计校准中。在校准三轴高 g 值加速度计时，由于缺少能够同时产生多维高冲击加速度脉冲的装置，大多数学者依然采用传统的 Hopkinson 杆，将加速度计每个敏感方向作为冲击方向，依次校准各轴灵敏度系数，如文献[15-19]通过空气炮对 3 维加速度传感器的横向灵敏度进行校准。以上校准方法主要通过加速度计横向和主向输出比计算相对横向灵敏度，无法得到精确的横向灵敏度系数。三轴加速度计在实际应用中，安装面会同时感受 3 个方向的加速度脉冲，但单轴依次校准方法仅在单一轴向输入激励脉冲，通过该输入信号计算的灵敏度系数并没有反映其他 2 个轴与该轴之间的耦合作用，因此其灵敏度系数校准结果与多轴同步输入激励校准结果的差异性有待研究。

* 国家自然科学基金资助项目（11872051）
收稿日期：2020-08-01；修回日期：2020-09-21

笔者针对多轴高 g 值加速度计校准难点，首先，提出一种斜端面 Hopkinson 杆校准装置，根据 1 维应力波假设，将沿杆轴向的 1 维加速度在斜端面上矢量分解，实现对多轴高 g 值加速度计多维的同步加载；其次，通过 ANSYS/LSDYNA 有限元软件详细分析了斜面角度、冲击加速度脉宽对激励脉冲构型在斜端面上的影响；最后，通过斜端面 Hopkinson 杆对北京大学提供的三轴高 g 值压阻式传感器 CA-YZ-100K-T 中 2 个轴的灵敏度系数同步校准，并与单轴依次校准结果进行对比。

1 三轴高 g 值加速度计性能参数校准原理

三轴高 g 值加速度计受过载示意图如图 1 所示，其中 xOz 面为安装面，可通过粘接或螺接与实际结构连接。加速度计 3 个正交轴对应的加速度矢量为 $\boldsymbol{a}_x(t)$，$\boldsymbol{a}_y(t)$ 和 $\boldsymbol{a}_z(t)$，在非正交过载下，假设过载加速度矢量为 $\boldsymbol{a}(t)$，且加载方向不与加速度计任意轴向平行，根据矢量合成原则，$\boldsymbol{a}(t)=\boldsymbol{a}(t)\cos\alpha+\boldsymbol{a}(t)\cos\beta+\boldsymbol{a}(t)\cos\gamma=\boldsymbol{a}_x(t)+\boldsymbol{a}_y(t)+\boldsymbol{a}_z(t)$。 在高 g 值加速度计研制开发和使用过程中，往往要对加速度计的性能参数（灵敏度、线性度及交叉耦合系数等）进行计量或校准，其方法之一可以借用技术上比较成熟的 Hopkinson 杆校准高 g 值加速度计[14-17]，分别对 x，y 和 z 轴单独测试来获得各正交轴的性能参数。基于垂直端面 Hopkinson 杆进行三轴加速度计灵敏度校准原理如图 2 所示。这里假设 1 个二轴 x 和 y 的加速度计，分别将传感器沿 x 和 y 方向安装加载，就可获得各自方向灵敏度等，同时也能测出对应正交轴的输出。但当沿非正交轴加载（即加速度计倾斜一个角度加载），其灵敏度就涉及加速度计轴间关系变化，以及耦合关系测试等。

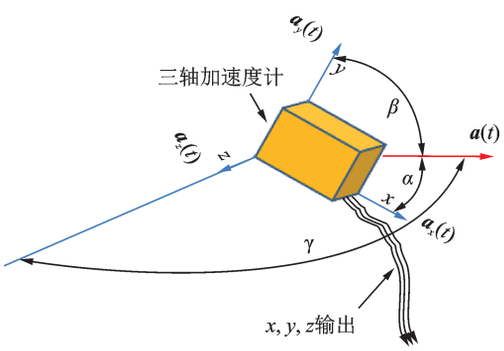
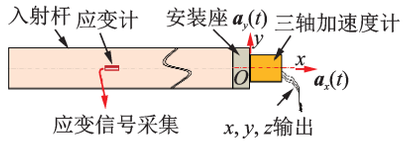


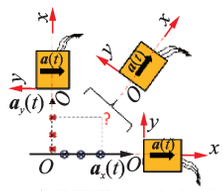
图 1 三轴高 g 值加速度计受过载示意图

Fig.1 Schematic diagram of three-axis high g accelerometer under overload



(a) Hopkinson杆校准布局图

(a) Hopkinson bar calibration layout



(b) 加速度传感器不同轴向的加载校准示意图

(b) Accelerometer calibration diagram at different axial loading

图 2 基于垂直端面 Hopkinson 杆进行三轴加速度计灵敏度校准原理

Fig.2 Calibration principle of sensitivity of triaxial accelerometer based on vertical end Hopkinson bar

2 斜端面 Hopkinson 杆校准二轴高 g 值加速度计灵敏度系数实现方法

为了对加速度计正交二轴同时施加过载载荷，笔者提出将 Hopkinson 标准杆端部切成斜面，二轴加速度计校准装置示意图如图 3 所示。应变片粘贴于校准杆中间位置，被校加速度计通过胶粘或螺纹与杆端固连，保证加载过程中加速度计不与杆端斜面分离且不沿斜面滑动。通过异形子弹与垫块同轴撞击，在撞击端产生一近似半正弦压缩波，当压缩波沿校准杆传播到斜端面时，斜端面质点加速度必然分解到斜面切向 y 及法向 x，安装在斜面上的加速度计同时感受到 2 个方向的激励脉冲，实现对二轴加速度计同步校准。

假设应力波在波导杆中传播时，波的弥散和衰减可以忽略，则由 1 维应力波理论可知，端面质点沿杆轴向的速度及加速度为

$$\begin{cases} v_{x'}=2C\varepsilon(t) \\ a_{x'}=2C\dot{\varepsilon}(t) \end{cases} \tag{1}$$

其中：C 为波在杆中传播速度，$C=\sqrt{E/\rho}$；$\varepsilon(t)$ 为校准杆中间位置的应变信号。

根据质点加速度在斜面上的矢量分解，斜面法向和切向的速度及加速度分别为

$$\begin{cases} v_x(t)=v_{x'}\cos\alpha \\ v_y(t)=v_{x'}\sin\alpha \end{cases} \tag{2}$$

$$\begin{cases} a_x(t)=a_{x'}\cos\alpha \\ a_y(t)=a_{x'}\sin\alpha \end{cases} \tag{3}$$

定义 2 维加速度计灵敏度系数矩阵为

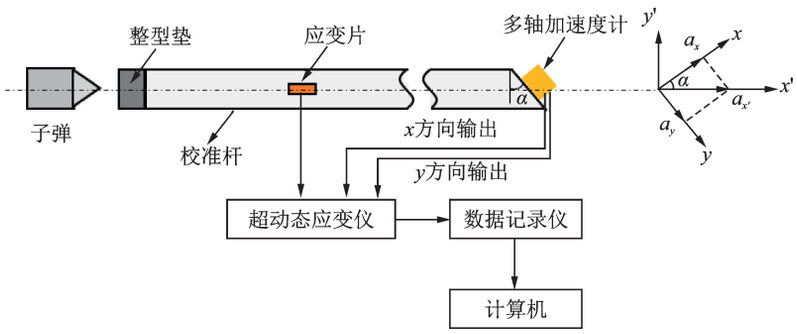


图3　二轴加速度计校准装置示意图

Fig.3　Schematic diagram of two-axis accelerometer calibration device

$$\boldsymbol{S}=\begin{bmatrix}S_{xx}\,S_{xy}\\S_{yx}\,S_{yy}\end{bmatrix} \tag{4}$$

其中：第1、第2个下标分别表示加速度计输出和输入方向；S_{xy}，S_{yx}分别为横向灵敏度系数。

加速度计输出和输入关系为

$$\begin{bmatrix}U_x(t)\\U_y(t)\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}S_{xx}\,S_{xy}\\S_{yx}\,S_{yy}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}a_x(t)\\a_y(t)\end{bmatrix} \tag{5}$$

其中：$U_x(t)$，$U_y(t)$分别为加速度计x，y方向输出电压；$a_x(t)$，$a_y(t)$分别为加速度计x，y方向输入加速度信号。

忽略加速度计质量，校准杆斜面上质点速度及加速度与加速度计感受到的速度及加速度相等。在求解加速度计灵敏度时，既可以采用加速度信号对比（微分法），也可以采用速度对比（积分法）。速度法通过对加速度计输出信号积分，可以有效滤掉信号的震荡，提高光滑时间历程曲线，有助于信号比对。因此，笔者选取积分法求解加速度计灵敏度系数，且认为在每一个t值下加速度计灵敏度系数不变。对式(5)两边同时积分有

$$\begin{bmatrix}\int_0^t U_x(t)\mathrm{d}t\\\int_0^t U_y(t)\mathrm{d}t\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}S_{xx}\,S_{xy}\\S_{yx}\,S_{yy}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\int_0^t a_x(t)\mathrm{d}t\\\int_0^t a_y(t)\mathrm{d}t\end{bmatrix} \tag{6}$$

为了避免因积分区间不同带来随机误差，选取3个（或更多）不同截至时间t，其中$0<t\leqslant T$，T为加速度脉宽。将积分平均值作为加速度计输入和输出，即

$$\begin{cases}\bar{\Pi}=\dfrac{\sum_{i=1}^{3}\int_0^{t_i}U(\tau)\mathrm{d}t}{3}\\[2ex]\bar{v}=\dfrac{\sum_{i=1}^{3}\int_0^{t_i}a(\tau)\mathrm{d}t}{3}\end{cases} \tag{7}$$

将式(7)代入式(6)，得

$$\begin{bmatrix}\bar{\Pi}_x\\\bar{\Pi}_y\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}S_{xx}\,S_{xy}\\S_{yx}\,S_{yy}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\bar{v}_x\\\bar{v}_y\end{bmatrix} \tag{8}$$

3　斜面角度、激励脉宽对斜面质点加速度脉冲构型的影响

图4为斜端面校准杆质点分布示意图。利用改进斜端面Hopkinson杆对多轴加速度计校准时，认为激励脉冲传到杆端斜面时，斜面上所有质点加速度相同，且斜面上质点加速度为杆中间激励加速度的2倍。对于图4所示的斜端面校准杆，波长为λ的加速度脉冲从a-d面向c点传播时，由于斜面部分截面两侧广义波阻抗不匹配，波在界面上发生反射和透射，斜面不同位置加速度脉冲构型是一个复杂叠加的结果，且与斜面角度及激励脉冲宽度密切相关。因此，需讨论斜面角度与激励脉宽对斜面质点加速度构型的影响。定义$\delta=L/\lambda$描述斜面角度与加速度脉宽的关系。其中：$L=D\tan\alpha$；$\lambda=CT$，C为波传播速度，T为加速度激励脉宽。

笔者通过ANSYS/LS-DYNA v15.0有限元软件，对斜面角度分别为0°，30°，45°，75°和85°的校准杆，一端输入脉宽为20，150和300 μs、对应波长分别为100，750和1 500 mm、幅值为20 000g的半正弦加速度脉冲，其表达形式为

$$a(t)=2\times10^4\sin\left(\frac{\pi t}{T}\right)g \tag{9}$$

校准杆材料为7075铝合金，直径为14 mm，其参数如表1所示。单元类型为8节点Solid164单元，网格为六面体，采用Lagrange算法，材料本构模型为线弹性。为了得到斜面上的完整信息，建立校准杆整体有限元模型进行分析。

图5为5种不同L斜端面校准杆在不同波长加速度脉冲激励下，端面上a，b，c点沿杆轴向的加速度曲线。图6为安装加速度计的斜端面运动规律。

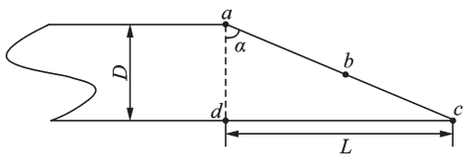


图 4　斜端面校准杆质点分布示意图

Fig.4　Schematic diagram of particle distribution on the bevel end of the bar

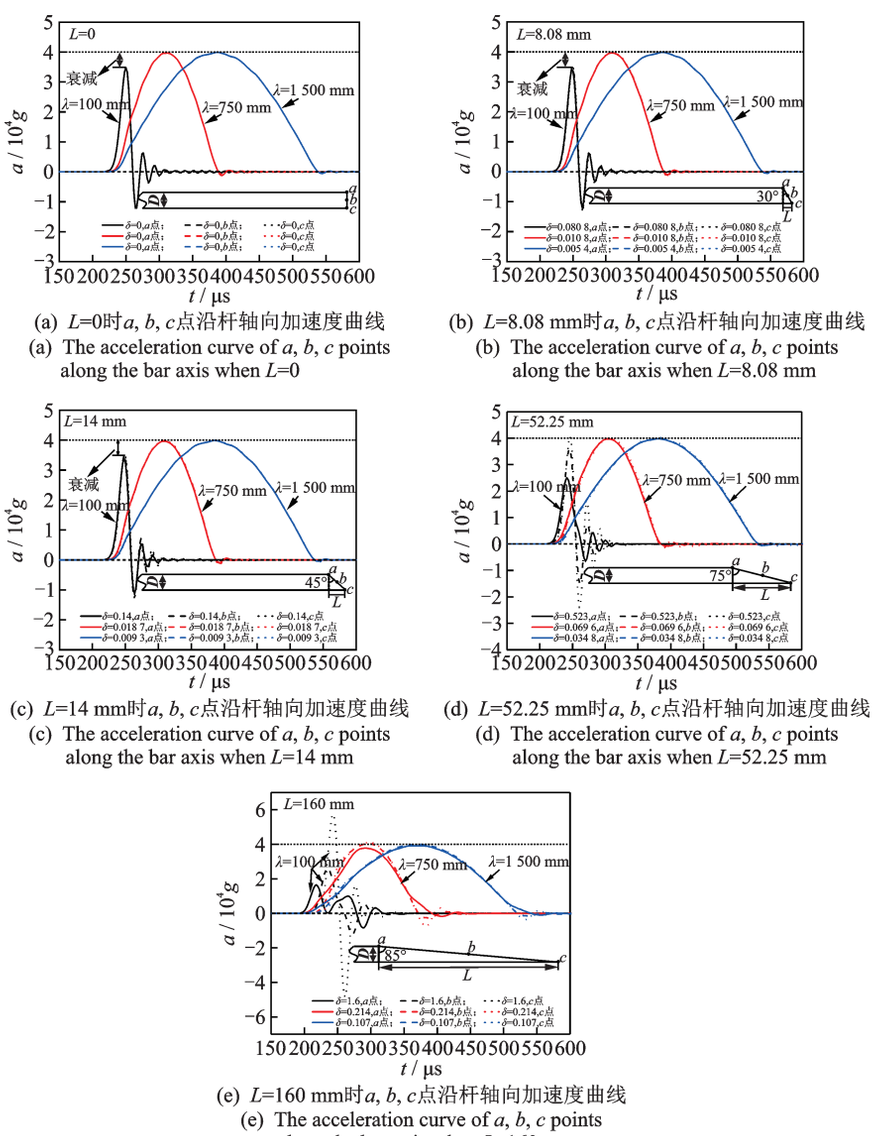
表 1　校准杆材料参数

Tab.1　Material parameters of calibration bar

材料	E/GPa	ρ/(kg•m^{-3})	ν
7075 铝合金	70	2 700	0.33

由图 5(a,b,c)可知，当 L 为 0，8.08 和 14 mm，即斜面夹角 α 为 0°，30°和 45°时，在不同波长的加速度脉冲激励下，端面上 a，b，c 点加速度曲线基本重合，安装在端面的加速度计各质点沿杆轴向受到相同的加速度脉冲(见图 6(a))。在加载过程中，加速度计只沿杆轴向平动，2 个正交方向的敏感元件在加载过程中受到的激励脉冲不变，等于杆轴向激励脉冲在斜面法向和切向的分量。

与激励波长 750 和 1 500 mm 相比，当波长为 100 mm 时，a，b，c 这 3 点加速度比 2 倍的输入激励加速度理论结果要小，其主要原因为波在传播过程中的衰减所导致。因此，取 D 为 14 mm 时，在有限的数值模拟结果中可以得到，当 $0\leqslant L\leqslant 14$ mm 时，在 $0\leqslant\delta\leqslant 0.14$ 范围内，斜面对加速度构型影响不大，通过第 2 节的计算灵敏度系数方法是可行的。只是当激励加速度波长比较小时，不能通过杆中间质点加速度计算斜端面上的激励脉冲，应考虑传播时波的



(a) L=0时a, b, c点沿杆轴向加速度曲线

(a) The acceleration curve of a, b, c points along the bar axis when L=0

(b) L=8.08 mm时a, b, c点沿杆轴向加速度曲线

(b) The acceleration curve of a, b, c points along the bar axis when L=8.08 mm

(c) L=14 mm时a, b, c点沿杆轴向加速度曲线

(c) The acceleration curve of a, b, c points along the bar axis when L=14 mm

(d) L=52.25 mm时a, b, c点沿杆轴向加速度曲线

(d) The acceleration curve of a, b, c points along the bar axis when L=52.25 mm

(e) L=160 mm时a, b, c点沿杆轴向加速度曲线

(e) The acceleration curve of a, b, c points along the bar axis when L=160 mm

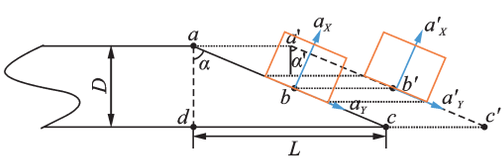
图 5　不同 δ 对应 a，b，c 点加速度曲线

Fig.5　Acceleration curve of a, b, c points under different δ

弥散和衰减对加速度构型的影响。

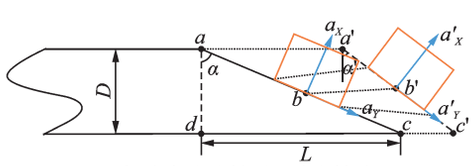
图 5(d,e)分别为 L 在 52.25 和 160 mm 校准杆下，不同波长加速度脉冲激励下 a，b，c 点的加速度曲线。由图可以看出，在 100 mm 波长的加速度脉冲激励下，a，b，c 这 3 点加速度波形相差比较大，且在感受激励信号时间上依次滞后，导致在同一时刻加速度计安装面上不同质点的运动状态不同(见图 6(b))。当加速度计受载时，斜面角度 α 将发生变化，仍用初始 α 进行加速度矢量分解，将对灵敏度校准结果带来偏差。同时因斜面角度的变化，加速度计发生转动，会将转动所引起的额外加速度施加于加速度计敏感元件上，影响灵敏度系数计算。

在相同 L 下，随着 δ 的减小，斜面上不同质点加速度波形越趋于一致。图 5(e)中当波长增大到 1 500 mm 时，在开始阶段，a，b，c 这 3 点波形相差较大，当波在斜面部分多次反射、透射后，斜面上不同位置的质点加速度趋于均匀。但 δ 值并不是决定斜面加速度波形非均匀的唯一参数，其也与 L 值的大小有关。比如，由图 5(c)中 δ=0.14 和图 5(e)中 δ=0.107 对应的曲线可以看出，δ=0.107 的一致性差于 δ=0.14。



(a) 加速度计随斜面平动

(a) Accelerometer moves parallel to the end face



(b) 加速度计随斜面平动和转动

(b) Accelerometer moves parallel and rotates to the end face

图 6　安装加速度计的斜端面运动规律

Fig.6　Motion law of inclined plane of installing accelerometer

4　试验测试

北京大学提供的 CA-YZ-100K 型压阻式三轴高 g 值加速度计如图 7 所示。其尺寸为 12.4 mm×12.5 mm×10.5 mm，基本参数如表 2 所示，试验时电荷放大倍数为 40 倍。针对该型号的三轴高 g 值加速度计，利用传统的 Hopkinson 杆，对 3 个方向依次校准，并利用改进的斜端面 Hopkinson 杆对三轴加速度计中 2 个轴同步校准。加速度计通过 495 瞬干胶粘接于杆的端面，加压固化 30 min。

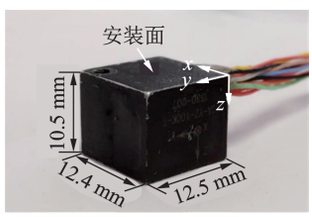


图 7　CA-YZ-100K 压阻式三轴高 g 值加速度计

Fig.7　CA-YZ-100K piezoresistive triaxial high g accelerometer

4.1　三轴加速度计各轴依次校准

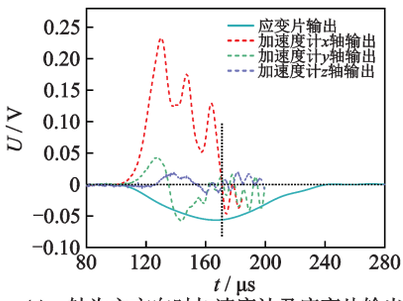
利用传统 Hopkinson 杆校准装置，将三轴加速度计各轴作为主方向(与冲击方向相同)，依次对每个轴的灵敏度进行校准(见图 2)。三轴加速度计 3 个方向依次校准图分别如图 8～10 所示。由图可知，将 1 个方向作为主方向时，另外 2 个方向同样有信号输出，即传感器存在横向输出，分析原因可能有：①由于组装误差等原因，被校加速度计 3 个敏感轴非完全正交；②校准试验时，子弹、垫块及校准杆之间不能保证完全共轴撞击；③因横向惯性效应，应力波在杆中传播过程中质点横向存在加速度等。由图可以看出，横向输出信号波形与主方向波形相差较大，可根据 3 个方向的输出信号，粗略估计各轴间的耦合程度。分析得到：加速度计 x，y 轴之间的耦合效应比较明显；而 x，z 轴及 y，z 轴之间的耦合作用相对较弱。在实际使用中应将垂直于 z 轴的面作为安装面，可降低交叉耦合带来的测量误差。

通过积分法求出 3 个轴各自灵敏度如表 3 所示，3 个轴灵敏度校准结果与厂家给出的灵敏度相差不大，最大误差为 3.69%。

表 2　CA-YZ-100K 型三轴加速度计基本参数

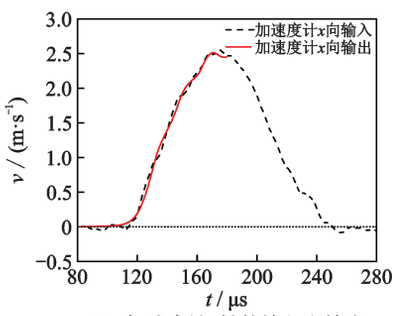
Tab.2　Basic parameters of CA-YZ-100K triaxial accelerometer

量程/g	零点输出电压/mV	灵敏度/((μV·g^{-1})·8V^{-1})	线性度/%	频率响应/kHz	抗冲击 g 值/g	U/V	工作温度/℃
10^5	±100	0.732	≤2	≤20	2×10^5	5～15	−40～85



(a) x轴为主方向时加速度计及应变片输出电压

(a) Accelerometer and strain gauge output voltage when x axis is the main direction

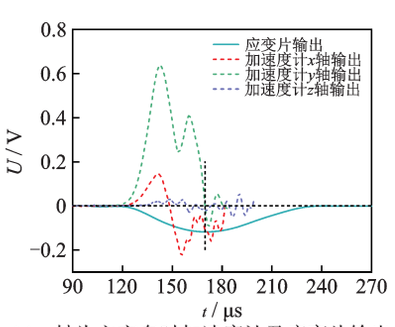


(b) 加速度计x轴的输入和输出

(b) Accelerometer input and output on x axis

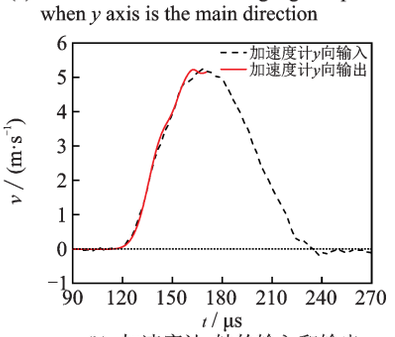
图 8　x轴为冲击方向

Fig.8　x axis is the impact direction



(a) y轴为主方向时加速度计及应变片输出电压

(a) Accelerometer and strain gauge output voltage when y axis is the main direction



(b) 加速度计y轴的输入和输出

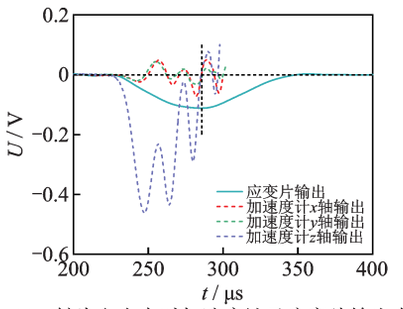
(b) Accelerometer input and output on y axis

图 9　y轴为冲击方向

Fig.9　y axis is the impact direction

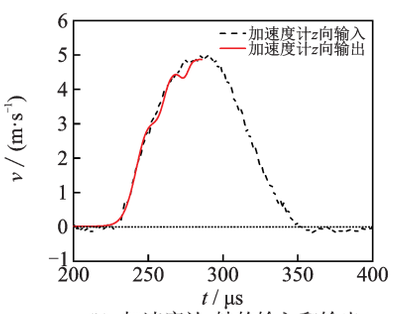
4.2　三轴加速度计中的 2 个轴同步校准试验

利用改进的斜端面 Hopkinson 杆对三轴加速度计中的 2 个轴进行同步校准，杆直径为 14 mm，长为



(a) z轴为主方向时加速度计及应变片输出电压

(a) Accelerometer and strain gauge output voltage when z axis is the main direction



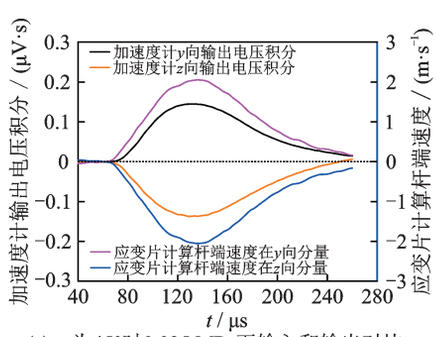
(b) 加速度计z轴的输入和输出

(b) Accelerometer input and output on z axis

图 10　z轴为冲击方向

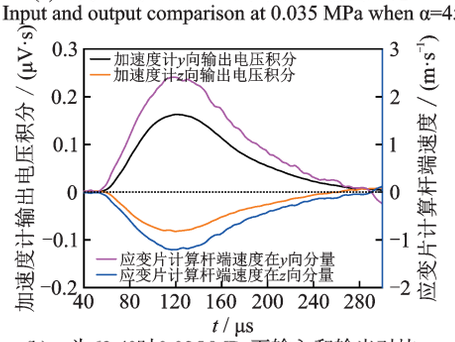
Fig.10　z axis is the impact direction

1 200 mm，加速度计安装面法向为 z 轴，y 轴与斜面切向平行。选取斜面夹角 α 为 45°和 63.4°，分别在气压为 0.035 和 0.05 MPa 下对加速度计灵敏度系数进行校准。图 11 为气压在 0.035 MPa，α 为 45°和 63.4°



(a) α为45°时0.035 MPa下输入和输出对比

(a) Input and output comparison at 0.035 MPa when α=45°



(b) α为63.4°时0.035 MPa下输入和输出对比

(b) Input and output comparison at 0.035 MPa when α=63.4°

图 11　0.035 MPa 气压下输入和输出信号积分对比

Fig.11　Integral comparison of input and output signals at 0.035 MPa pressure

时加速度计输入和输出信号积分对比。可以看出，激励脉宽约为200 μs，2种角度的斜面杆对应δ值分别为0.014和0.028，可忽略斜面角度对加速度计灵敏度系数校准的影响。通过式(8)计算不同气压下加速度计的灵敏度系数及交叉灵敏度系数，加速度计y轴和z轴灵敏度同步校准结果如表4所示。由表可见，相比于单轴依次校准，y和z轴同步校准时，由于2轴之间的相互交叉耦合作用，导致y，z轴灵敏度系数比单轴依次校准明显减小，且z向的激励对y向输出的影响较大，具体原因需对加速度计内部结构进行分析。相比于单轴加载，多轴同步加载更接近于加速度在实际应用中的受载形式，其标定的灵敏度系数更接近真实的输入输出关系。

表3　加速度计灵敏度单轴校准结果

Tab.3　Uniaxial calibration results of sensitivity of accelerometer

加载方向	输入加速度脉宽/μs	输入加速度幅值/g	已知灵敏度/($\mu V\cdot g^{-1}$)	校准灵敏度/($\mu V\cdot g^{-1}$)	误差/%
x轴	62	7 718.2	0.732	0.714	2.45
y轴	50	20 225.7	0.732	0.723	1.23
z轴	58	15 082.1	0.732	0.705	3.69

表4　加速度计y轴和z轴灵敏度同步校准结果

Tab.4　Synchronous calibration results of y-axis and z-axis sensitivity of accelerometer

气压/MPa	α/(°)	$\bar{\boldsymbol{\Pi}}_y$/(V·s)	$\bar{\boldsymbol{\Pi}}_z$/(V·s)	$\bar{v}_y$/(m·s^{-1})	$\bar{v}_z$/(m·s^{-1})	灵敏度/($\mu V\cdot g^{-1}$)			
						S_{yy}	S_{yz}	S_{zy}	S_{zz}
0.035	45	0.143 9	−0.138 4	2.065	−2.065	0.659	−0.038	−0.010	0.660
	63.4	0.162 8	−0.081 7	2.402	−1.201				
0.050	45	0.439 6	−0.425 4	6.185	−6.185	0.645	−0.065	0.009	0.697
	63.4	0.535 9	−0.268 3	7.904	−3.952				

5　结　论

1) 通过对Hopkinson杆端部切削，将沿杆轴向的1维加速度脉冲沿斜面分解为2个互相正交的加速度脉冲，实现对二轴加速度计同步冲击校准。

2) 对于直径为14 mm校准杆，当$0\leqslant L\leqslant 14$ mm，可以满足$\delta\leqslant 0.14$即加速度脉宽$T\geqslant 20$ μs的脉宽校准要求。对于脉宽过窄的激励脉冲，需考虑波在传播过程中的弥散和衰减，否则通过杆中间应变片信号推算杆端质点加速度会不准确。

3) L相同的校准杆，随着δ的减小，斜面不同位置的质点加速度越趋于一致，但δ并不是决定斜面质点加速度非均匀性的唯一参数，还与L大小有关。

4) 同步校准计算y，z轴的灵敏度系数明显比单轴依次校准要小，且z轴方向的冲击激励对y向输出影响较大，初步分析原因，主要由轴间的耦合作用及加速度计内部结构所导致。

参　考　文　献

[1] FAN J, WANG Y, ZU J, et al. Triaxial acceleration measurement for oblique penetration into concrete target[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2010, 59(11):2907-2913.

[2] BROWN G. Accelerometer calibration with the Hopkinson pressure bar[J]. Instrument Society of America Preprint, 1963, 49(3):63-69.

[3] UEDA K, UMEDA A. Characterization of shock accelerometers using davies bar and strain-gages[J]. Experimental Mechanics, 1993, 33(3):228-233.

[4] TOGAMI T C, BAKER W E, FORRESTAL M J. A split Hopkinson bar technique to evaluate the performance of accelerometers[J]. Journal of Applied Mechanics, 1996, 63(2):353-356.

[5] 李玉龙，郭伟国，贾德新，等. 高g值加速度传感器校准系统的研究[J]. 爆炸与冲击，1997，17(1):90-96.
LI Yulong, GUO Weiguo, JIA Dexin, et al. An equipment for calibration high g shock acceleration sensors [J]. Explosion and Shock Waves, 1997, 17(1):90-96. (in Chinese)

[6] YUAN K, GUO W, SU Y, et al. Study on several key problems in shock calibration of high-g accelerometers using Hopkinson bar[J]. Sensors and Actuators, A: Physical, 2017, 258:1-13.

[7] SHI Y, YANG Z, MA Z, et al. The development of a dual-warhead impact system for dynamic linearity measurement of a high-g micro-electro-mechanical-systems (MEMS) accelerometer[J]. Sensors, 2016, 16(6):829-840.

[8] 范锦彪, 王燕, 徐鹏, 等. 高g值加速度传感器的窄脉冲校准理论与方法[J]. 传感技术学报, 2012, 25(9): 1242-1245.
FAN Jinbiao, WANG Yan, XU Peng, et al. Theory and method for calibration of high-g accelerometers with a narrow shock pulse[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2012, 25(9):1242-1245. (in Chinese)

[9] FOSTER J T, FREW D J, FORRESTAL M J, et al. Shock testing accelerometers with a Hopkinson pressure bar[J]. International Journal of Impact Engineering, 2012, 46:56-61.

[10] SHI Y B, ZHAO R, LIU J, et al. Design and analysis of triaxial MEMS high measure range accelerometer[J]. Advanced Materials Research, 2012(503/504):735-738.

[11] YU M, ZHAO L, JIA C, et al. A high-g triaxial piezoresistive accelerometer with sensing beams in pure axial deformation[C]//2019 IEEE 14th International Conference on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems (NEMS). Bangkok, Thailand: IEEE, 2019: 176-180.

[12] WON S H P, GOLNARAGHI F. A triaxial accelerometer calibration method using a mathematical model[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2010, 59(8):2144-2153.

[13] UMEDA A, ONOE M, SAKATA K, et al. Calibration of three-axis accelerometers using a three-dimensional vibration generator and three laser interferometers[J]. Sensors and Actuators, A: Physical, 2004, 114(1): 93-101.

[14] 彭孝东, 张铁民, 李继宇, 等. 三轴数字 MEMS 加速度计现场标定方法[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(3):544-548.
PENG Xiaodong, ZHANG Tiemin, LI Jiyu, et al. Field calibration of three-axis MEMS digital acceleration[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(3):544-548.(in Chinese)

[15] 董培涛, 黎渊, 吴学忠, 等. 测试压阻式三轴高g加速度计的霍普金森杆法(英文)[J]. 光学精密工程, 2009,17(6):1473-1478.
DONG Peitao, LI Yuan, WU Xuezhong, et al. Characterization of triaxial piezoresistive high-g accelerometer by Hopkinson bar method[J]. Optics and Precision Engineering, 2009,17(6):1473-1478. (in Chinese)

[16] WANG Y, FAN J B, XU P, et al. Shock calibration of the high-g triaxial accelerometer[C]//2008 IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference. Victoria, BC, Canada:IEEE, 2008:741-745.

[17] 陈宏亮, 马少杰, 张英忠, 等. 三轴高g值加速度传感器的测试技术研究[J]. 传感技术学报, 2018,31(2): 175-179.
CHEN Hongliang, MA Shaojie, ZHANG Yingzhong, et al. Test technology research on three-axis high-g accelerometer[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2018,31(2):175-179. (in Chinese)

[18] 景鹏, 马铁华, 王燕. 一种压阻式三轴高g值加速度传感器的冲击校准[J]. 传感技术学报, 2008, 21(6): 954-958.
JING Peng, MA Tiehua, WANG Yan. Shock calibration of a piezoresistive three-axis high-g microaccelerometer[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2008, 21(6):954-958. (in Chinese)

[19] 林然, 张振海, 李科杰, 等. 高冲击三维加速度传感器横向灵敏度校准技术[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(5):922-928.
LIN Ran, ZHANG Zhenhai, LI Kejie, et al. New calibration technology of relative transveres sensitivity of high shock tri-axial accelerometer[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(5): 922-928. (in Chinese)



第一作者简介: 高猛, 男, 1989 年 10 月生, 博士。主要研究方向为多维高g值加速度计动态校准方法等。曾发表《高g值冲击下泡沫铝填充壳结构抗冲击性能多目标优化》(《应用力学学报》2016 年第 33 卷第 5 期)等论文。
E-mail:gaomeng891023@163.com

通信作者简介: 郭伟国, 男, 1960 年 11 月生, 博士、教授、博士生导师。主要研究方向为材料大变形的动态变形、失效/破坏机理、材料本构关系、动态试验技术等。
E-mail:weiguo@nwpu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.016

恒刚度桩-土界面循环弱化机制*

刘俊伟[1]， 朱 娜[2]， 凌贤长[1,3,6]， 万志朋[1]， 黄孝义[4]， 赵国晓[5]
（1.青岛理工大学土木工程学院 青岛，266033）（2.中国海洋大学环境科学与工程学院 青岛，266100）
（3.哈尔滨工业大学土木工程学院 哈尔滨，150090）（4.中建八局第二建设有限公司 济南，250014）
（5.中国中铁建工集团山东有限公司 青岛，266100）（6.哈尔滨工业大学重庆研究院 重庆，401151）

摘要 桩-土界面循环弱化机制对于桩体的承载性能具有控制作用，基于自主研发的大尺度恒刚度界面剪切仪，进行不同剪切位移幅值和初始法向应力下恒刚度桩-土界面循环弱化机制研究，并推导出可用于预测不同试验条件下剪切应力的弱化公式。结果表明：界面剪切应力-剪切位移关系曲线呈“闭回环”状发展；随着循环次数的增加剪切应力不断弱化，弱化主要发生在剪切的初始阶段，其主要原因为桩-土界面土颗粒的重新排列和剪碎细化，界面出现减压软化现象；初始法向应力越大，剪切位移幅值越大，随着循环次数的增加剪应力弱化速率越快。采用非线性对数型曲线进行拟合与真实数据曲线相似度达90%左右，对研究桩-土界面弱化机制具有一定的意义。

关键词 桩-土界面；法向恒刚度；弱化效应；颗粒破碎；对数型弱化公式
中图分类号 TH823；TU473

引 言

桩基在服役期间，土体以上结构受力比较复杂，不仅需要承受结构自重，还需要承受风、浪、流等外部具有周期性的动力荷载作用。恒刚度下界面剪切弱化研究更贴近于真实桩体受力特性，对于深入研究桩体的承载性能具有重要的意义。

Poulos[1]研究发现，循环荷载作用下桩-土界面的剪切弱化效应较静载作用更为重要。Tabucanon等[2]指出，剪切应力弱化机制与剪切位移幅值密切相关，剪切位移幅值越大，弱化速率越快。Airey等[3]发现，循环荷载下恒刚度剪切仪的研究成果与真实桩体的侧摩阻力非常相似。Fakharian等[4]指出，恒刚度（constant normal stiffness，简称CNS）条件下，界面剪应力的减小主要是由于剪切位移和循环次数的增加。Mortara等[5]通过小型桩-土界面剪切仪进行桩-砂土界面的循环弱化研究，指出界面体积特性对剪切应力具有重要影响。冯大阔等[6]提出了常刚度法向边界条件不同接触面条件下的剪切弱化规律。Donna等[7]研究了温度对不同界面应力路径的影响。刘俊伟等[8]通过研究砂与钢板界面的循环弱化机制，发现剪切应力弱化速率与初始法向应力和剪切位移幅值密切相关。文献[9-16]对恒刚度下桩-土界面剪切弱化进行了研究。

现有研究对桩-土界面弱化机制进行了部分揭示，但缺乏恒刚度下初始法向应力和剪切位移幅值对界面弱化机制影响的研究。笔者采用自主研发的大尺度恒刚度界面剪切仪，探讨了初始法向应力和剪切位移幅值对界面弱化机制的影响，以进一步完善恒刚度桩-土界面循环弱化机理。

1 试验设备与材料选取

1.1 CNS剪切仪研制机理及试验设备

桩基在服役期间对桩周土体具有一定的的扰动作用，根据扰动程度可将桩侧土体划分为3个区域：剪切区、弹性区及未扰动区。剪切区土体紧邻桩身，存在一薄层剪切带，剪切过程中发生较大变形，桩-土界面剪切示意图如图1所示。

剪切区与未扰动区之间为弹性变形区，主要发生水平向弹性变形，土体刚度近似不变，应力与应变成正比例关系变化，可采用理想性恒刚度弹簧模型来表征土体的变形特性，此方法更接近于真实桩土

* 国家自然科学基金资助项目（42277135，41772318）；山东省优秀青年基金资助项目（ZR2021YQ31）
收稿日期：2020-08-14；修回日期：2020-09-22

受力性状[12-13]。未扰动区距桩体较远，不发生任何变形或变形可以忽略，因此可以简化为弹簧远端的固定端，桩-土体系如图 2 所示。

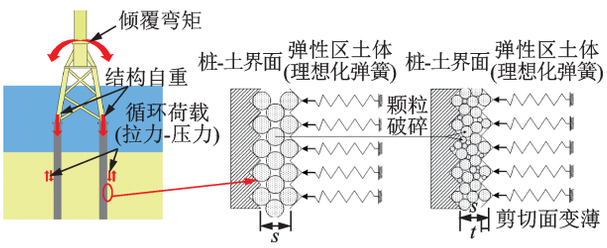


图 1　桩-土界面剪切示意图

Fig.1　Shearing diagram of pile-soil interface

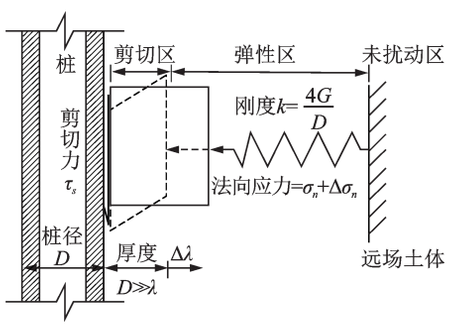


图 2　桩-土体系

Fig.2　Pile-soil system

桩侧土体厚度的变化($\Delta\lambda$)会导致桩侧法向应力的变化($\Delta\sigma$)，桩侧弹性区土体采用理想化弹性弹簧进行类比，两者之间的关系[17]为

$$\Delta\sigma = 4G\Delta\lambda/D = k\Delta\lambda \tag{1}$$

其中：k为土体的劲度系数；G为砂土的剪切模量；D为桩体直径。

根据桩-土作用机理，制成室内大型恒刚度桩-土界面剪切仪，其原理如图 3 所示，实物如图 4 所示。剪切仪包括桩-土循环剪切系统、法向恒刚度加载系统、循环位移控制系统及数据采集系统。法向恒刚度加载系统主要由竖向螺杆、可拆卸弹簧上固板及弹簧组件组成，为桩-土界面提供法向应力；桩-土界面循环剪切系统主要由上剪切盒和下剪切盒组成；循环剪切过程中的位移变化主要由变频电机、减速机及变频器控制箱 3 部分控制；数据采集系统记录试验过程中剪切应力的变化规律。

1.2　试验材料

试验用砂为青岛海砂，让其在自然状态下风干，如图 5 所示。用高频振筛机对砂样进行筛分，然后用精密度为 0.001 g 的电子秤进行称量，振筛机和电子天平如图 6 所示。试验砂样的颗粒级配曲线如图 7 所示。对砂样进行基本物理性质指标试验，其基本物理参数如表 1 所示。

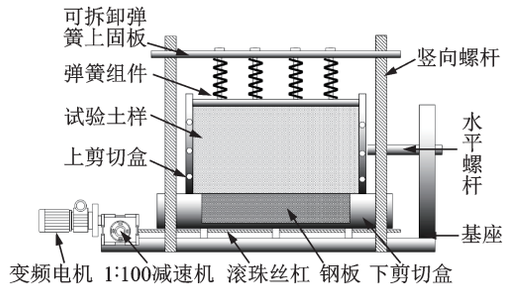
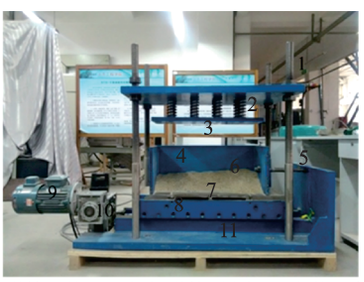


图 3　大型恒刚度桩-土界面剪切仪原理图

Fig.3　Schematic diagram of constant normal stiffness shear apparatus of pile-soil interface



1-竖向螺杆; 2-弹簧组件; 3-可拆卸弹簧固定板; 4-上剪切盒; 5-水平螺杆; 6-标准砂; 7-钢板; 8-下剪切盒; 9-变频电机; 10-1:100减速机

图 4　大型恒刚度桩-土界面剪切仪实物图

Fig.4　Real picture of constant normal stiffness shear apparatus of pile-soil interface



图 5　自然风干砂

Fig.5　Naturally dried sand



图 6　振筛机和电子天平

Fig.6　Sieve shaker and electronic balance

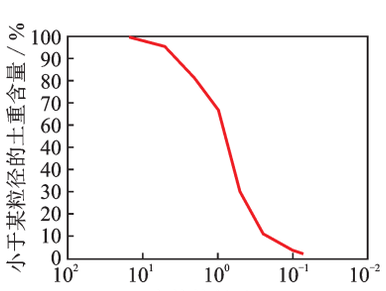


图 7　砂的颗粒级配曲线

Fig.7　Grading curve of sand

表 1　砂土的物理性质指标

Tab.1　Physical indices of testing sand

相对密度	最大孔隙比	最小孔隙比	平均粒径/mm	粒径范围/mm	内摩擦角/(°)	干密度/(g•cm^{-3})
2.65	0.52	0.30	0.72	0～15	42.8	1.95

采用剪切波速法测量模型箱内砂土的剪切模量，在砂土同一水平位置处，间隔一定距离布置2个三分量检波加速度传感器[18-19]，然后使用重物制造剪切波，利用加速度传感器采集到的信号计算砂土的剪切模量，剪切波速法如图8所示。

剪切波速 V_s 的计算式为

$$V_s = l/(t_2 - t_1) \tag{2}$$

砂土的剪切模量 G[20-21]计算式为

$$G = \rho V_s^2 \tag{3}$$

其中：l 为2个传感器之间的距离，本次试验中 l=50 cm；t_1 和 t_2 分别为2个加速度传感器先后接受到剪切波的时间；ρ 为砂土的密度。

图9为加速度传感器信号，由图可知：t_1=0.105 7 s；t_2=0.111 2 s。计算可得试验所用砂土的剪切波传播速度为 V_s=90.91 m/s，砂土的剪切模量为 G=12.45 MPa。

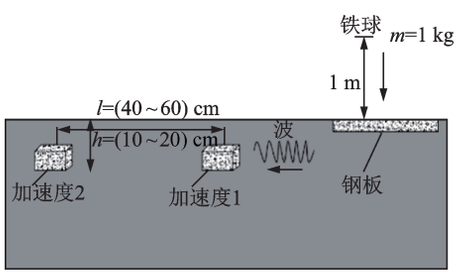


图8　剪切波速法示意图

Fig.8　Schematic diagram of shear wave velocity method

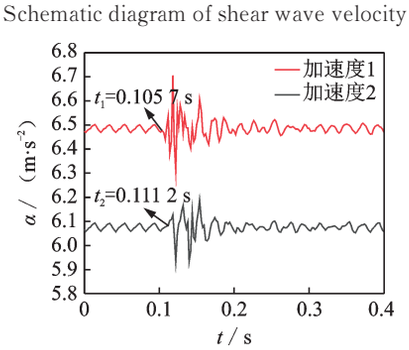


图9　加速度传感器信号

Fig.9　The signal received by the acceleration sensor

2　试验方案

定义循环剪切路径如图10所示，x 轴表示相对剪切位移，试验由原点 O 出发，沿 x 轴方向①→②→③→④为一完整剪切循环，并规定①和④阶段为正向剪切，②和③阶段为负向剪切。

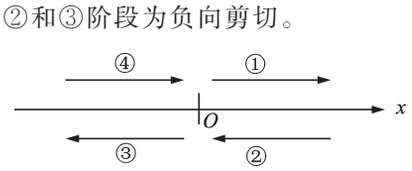


图10　循环剪切路径

Fig.10　Schematic view of cyclic shear paths

试验伊始，进行剪切仪、传感器的检查校核，将剪切盒移至中间位置。下剪切盒内放置结构面（模拟桩体），其上表面与下剪切盒上表面齐平，并进行往复循环剪切；上剪切盒砂样则相对静止，这与真实桩-土相互作用机制一致，可以更好地模拟桩-土界面相对剪切运动。采用自制漏砂斗分层均匀铺砂，铺砂结束后将加载板置于砂土顶部，并在上部布置2个法向电阻应变式力传感器，通过压缩弹簧加压，直至达到相应初始法向应力。在上剪切盒侧面安装4个低温敏型光纤应变传感器，测量试验过程中剪切应力的变化。剪切应力表达式为

$$\sigma = \frac{1}{4}E\left(\frac{A_1}{S_{r1}} + \frac{A_2}{S_{r2}} + \frac{A_3}{S_{r3}} + \frac{A_4}{S_{r4}}\right) \tag{4}$$

其中：S_{r1}，S_{r2}，S_{r3} 和 S_{r4} 分别为4个光纤光栅传感器灵敏度；A_1，A_2，A_3 和 A_4 分别为中心波长的变化量；E 为水平螺杆的弹性模量。

安装、调试好所有设备后开始试验，并进行剪切应力和剪切位移的实时测量。为研究不同初始法向应力和不同剪切位移幅值对桩-土界面循环弱化的影响规律，先后进行4组恒刚度循环剪切试验，劲度系数 k=50 kPa/mm，砂密实度 D_r 均为90%，试验循环剪切数 N=30。循环剪切试验方案如表2所示。

表2　循环剪切试验方案

Tab.2　Cyclic shear test schemes

试验编号	剪切速率/(mm·min^{-1})	初始法向应力/kPa	剪切位移幅值/mm
S_1	2.5	25	1
S_2	2.5	50	1
S_3	2.5	75	1
S_4	2.5	25	3

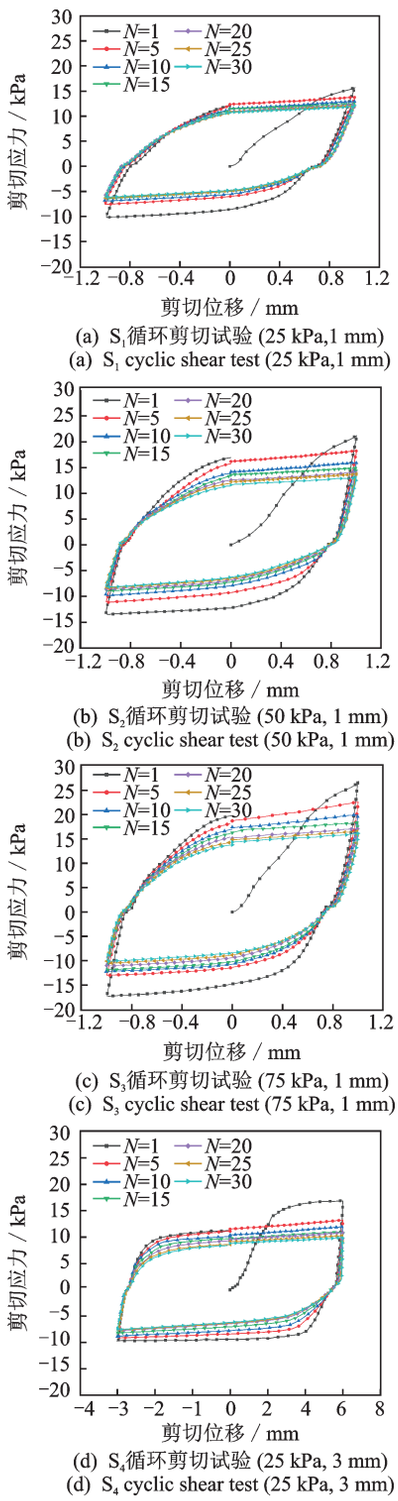
3　试验结果分析

3.1　剪切应力和剪切位移关系

不同循环次数下剪切应力随剪切位移变化曲线如图11所示。由图可知，在第1次循环中：①阶段剪切应力随着剪切位移的增加不断增加；②阶段随着剪切的进行，剪切应力由最大正值迅速降低至负值，然后逐渐缓慢降低；③阶段持续降低至最大负值，降低速度逐渐变缓；④阶段剪切应力由最大负值持续增加。在剪切位移控制条件下，剪切应力-剪切位移关系曲线在除第1个循环的其他各个完整循环内基本闭合，形状相似，呈“闭回环”状发展，不同循环曲线不重合，随着剪切的进行各曲线竖直方向逐渐向内部压缩，水平方向逐渐向两侧鼓起。在剪切初始

阶段，闭回环差距较大。随着剪切的不断进行，闭回环之间差距逐渐减小。

由图 11 可得不同循环剪切试验的第 1，5，10，15，20，25，30 次循环正向剪切位移幅值处的剪应力，如表 3 所示。第 5，10，15，20，25 次循环剪切应力较其前 5 次循环的衰减幅度如表 4 所示。由表可知，随着循环次数的增加，剪切应力不断弱化，弱化主要发生在剪切的初始阶段。分析原因如下：循环剪切的初始阶段法向应力较大，随着循环的进行，桩-土界面不断减缩，导致界面法向应力逐渐降低，剪切应力随之降低，出现了减压软化的现象。桩-土界面受力变形主要因为土体颗粒的重新排列和土颗粒的剪碎细化。桩-土界面初始剪切时，土颗粒长轴和短轴排序杂乱无章，交叉排列。随着循环的进行，土体颗粒长轴方向与剪切方向趋于一致，土颗粒排列更为有序，减少了颗粒所占空间面积。此外，随着剪切的不断进行，桩-土界面附近的土体颗粒表现为非常明显的破碎[17]，新破碎的小颗粒进入大颗粒之间的空隙，接触面附近土体进一步被压密[8]。在法向恒刚度条件下，土体所占空间体积减小，土体所受的法向刚度随之减小，桩-土界面的剪切应力也不断减小，此结论与文献[5,22-23]相似。由图 11(a,b,c)可知，在剪切位移幅值相同的情况下，初始法向应力越大，剪切应力-剪切位移曲线“闭回环”越饱满；相反，初始法向应力越小，“闭回环”越扁平。相同循环次数和相同剪切位移下，法向应力越大，剪切应力越大。这说明剪切应力大小与初始法向应力密切相关，初始法向应力越大，剪切应力越大。由图 11(a,d)可知：剪切位移幅值为 1 mm 时，在第 1 循环第①阶段未出现剪切应力基本不变的水平段，剪切应力随着剪切位移的增加持续增加；剪切位移幅值为 3 mm 时，在第 1 循环的第①阶段剪切应力随着剪切位移



(a) S_1循环剪切试验 (25 kPa,1 mm)
(a) S_1 cyclic shear test (25 kPa,1 mm)

(b) S_2循环剪切试验 (50 kPa, 1 mm)
(b) S_2 cyclic shear test (50 kPa, 1 mm)

(c) S_3循环剪切试验 (75 kPa, 1 mm)
(c) S_3 cyclic shear test (75 kPa, 1 mm)

(d) S_4循环剪切试验 (25 kPa, 3 mm)
(d) S_4 cyclic shear test (25 kPa, 3 mm)

图 11 不同循环下剪应力-水平位移关系曲线

Fig.11 Variations of shear stress-displacement behavior with different cycle history

表 3 不同循环下正向剪切位移幅值处的剪切应力

Tab.3 Shear stress at maximum forward shear displacement under different cycles

试验编号	循环次数						
	1	5	10	15	20	25	30
S_1	15.62	13.76	12.93	12.50	12.26	12.10	11.96
S_2	21.26	18.21	15.92	14.93	14.27	13.76	13.26
S_3	26.75	22.56	19.98	18.13	17.17	16.62	16.15
S_4	16.85	13.21	11.93	11.24	10.83	10.30	9.95

表 4 第 5，10，15，20 次循环剪切应力较其前 5 次循环衰减幅度

Tab.4 Attenuation amplitude of shear stress compared with its five cycles before at cycle 5, 10, 15, 20 %

试验编号	循环次数					
	5	10	15	20	25	30
S_1	11.91	6.03	3.33	1.92	1.31	1.16
S_2	14.34	12.58	6.16	4.42	3.67	3.59
S_3	15.66	11.42	9.25	5.34	3.19	2.82
S_4	21.59	9.67	5.85	3.65	4.83	3.39

的增加不断增加，出现一水平段，剪切应力达到最大值。这说明桩-土界面抗剪强度与剪切位移幅值的大小密切相关，剪切幅值越大，桩-土界面抗剪强度越好。

3.2　界面最大剪切应力随循环的弱化分析

图 12 为正向剪切位移幅值处的剪切应力随循环次数变化曲线。由图可知，恒刚度循环剪切作用下，随着循环剪切次数的增加，界面各循环最大剪切应力均逐渐减小，且其衰减主要发生在剪切初始阶段。对比 S_1，S_2 和 S_3 这 3 组循环剪切试验可知，循环剪切位移幅值不变，初始法向应力越大，相同循环次数剪切应力越小；对比 S_1 和 S_4 试验可知，初始法向应力相同，剪切位移幅值越大，相同循环次数剪切应力衰减越多，此结论与文献[5]一致。

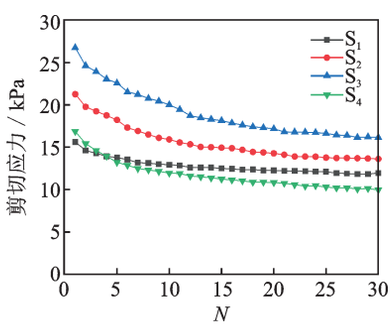


图 12　正向剪切位移幅值处的剪切应力随循环次数变化曲线

Fig.12　Variations of shear stress at maximum forward shear displacement with cycle history

3.3　无量纲对比分析

为便于分析恒刚度循环剪切试验中剪切应力的变化规律，引入无量纲弱化因子 D_τ（剪切应力比）。将剪切位移幅值处的剪切应力定义为每次循环剪切强度，将第 1 次循环剪切强度设为 τ_1，其余循环剪切强度分别为 $\tau_2,\tau_3,\cdots,\tau_{30}$。$D_\tau$ 的表达式为

$$D_\tau=\tau_n/\tau_1 \tag{5}$$

将本研究试验结果与文献[3-6,8,16]的结果进行对比分析，无量纲弱化因子随循环次数变化曲线如图 13 所示，各组试验条件和拟合方程系数如表 5 所示。采用非线性对数公式对剪切试验数据进行拟合，拟合非线性曲线与实测数据衰减曲线十分吻合。拟合曲线回归方程式为

$$D_\tau=1-v_d\ln N \tag{6}$$

其中：v_d 为无量纲弱化因子 D_τ 衰减的速率。

由图 13 和表 5 可知，各组试验所得无量纲弱化因子 D_τ 与循环次数 N 的关系曲线形状大体相似，其与拟合对数函数相关性非常大，相关系数均为 90% 左右，验证了此对数函数表征和预测桩-土界面循环剪切过程中剪切应力随循环系数弱化规律的可行性。

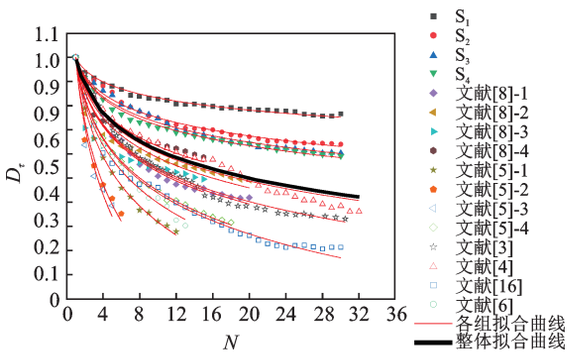


图 13　无量纲弱化因子随循环次数变化曲线

Fig.13　Variations of dimensionless weakening factor with cycle history

表 5　各组试验条件和拟合方程系数

Tab.5　Conditions of tests and coefficients of fitting equation

试验	k/(kPa·mm^{-1})	σ_0/kPa	A/mm	d_{50}/mm	v_d	相关系数/%
S_1	50	25	±1	0.72	0.073	98.60
S_2	50	50	±1	0.72	0.109	98.67
S_3	50	75	±1	0.72	0.117	98.50
S_4	50	25	±3	0.72	0.122	99.21
文献[8]-1	50	90	±10	0.34	0.203	98.36
文献[8]-2	50	110	±10	0.34	0.180	87.26
文献[8]-3	50	90	±5	0.34	0.206	74.21
文献[8]-4	50	110	±5	0.34	0.160	90.10
文献[5]-1	1 000	300	±2	1.16	0.296	99.81
文献[5]-2	2 000	300	±2	1.16	0.379	96.75
文献[5]-3	4 000	300	±2	1.16	0.410	95.57
文献[5]-4	1 000	300	±1	1.16	0.240	99.70
文献[3]	1 600	400	±1	0.35	0.200	97.51
文献[4]	1 000	100	±0.75	0.60	0.171	96.23
文献[16]	200	400	±2	0.005	0.244	98.73
文献[6]	100	400	±40	7.50	0.262	99.35

根据已有试验数据和拟合回归曲线进行分析可知，D_τ 的变化与剪切试验劲度系数、初始法向应力、剪切位移幅值及砂土平均粒径等因素密切相关，引入各影响因素修正系数归纳 D_τ 的经验公式，得

$$v_d=K_\tau\sigma_\tau A_\tau d_\tau\overline{v} \tag{7}$$

$$D_\tau=1-K_\tau\sigma_\tau A_\tau d_\tau\overline{v}\ln N \tag{8}$$

其中：K_τ 为试验劲度系数对 D_τ 影响的修正系数；σ_τ 为初始法向应力对 D_τ 影响的修正系数；A_τ 为剪切位移幅值对 D_τ 影响的修正系数；d_τ 为砂土平均粒径对 D_τ 影响的修正系数；$\overline{v}$ 为将整体数据进行拟合所得到的弱化速率。

整体数据进行拟合曲线与文献[4]的拟合曲线

非常相近，根据表5分析各试验影响因素对拟合方程系数的影响权重和影响趋势，得出适合各试验条件和工况的修正系数的经验取值范围，如表6所示。劲度系数k与衰减速率v_d呈正相关，k值越大，v_d越大，K_τ的取值越大。当$k\leqslant 1\,000$时，$0.6\leqslant K_\tau<1$；当$k>1\,000$时，$1\leqslant K_\tau\leqslant 1.2$。初始法向应力$\sigma_0$与衰减速率$v_d$呈正相关，$\sigma_0$越大，$v_d$越大，$\sigma_\tau$的取值越大。当$\sigma_0\leqslant 100$时，$0.7\leqslant\sigma_\tau<1$；当$\sigma_0>100$时，$1\leqslant\sigma_\tau\leqslant 1.2$。剪切位移幅值$A$与衰减速率$v_d$呈正相关，$A$越大，$v_d$越大，$A_\tau$的取值越大。当$A\leqslant 1$时，$0.7\leqslant A_\tau<1$；当$A>1$时，$1\leqslant A_\tau\leqslant 1.2$。颗粒中值粒径$d_{50}$与衰减速率$v_d$呈正相关，颗粒中值粒径$d_{50}$越大，$v_d$越大，$d_\tau$的取值越大。当$d_{50}\leqslant 1$时，$0.9\leqslant d_\tau<1$；当$d_{50}>1$时，$1\leqslant d_\tau\leqslant 1.1$。可以根据具体试验条件进行修正系数的取值，以进行剪切应力弱化规律的预测。

表6 经验公式修正系数取值

Tab.6 Conditions of tests and coefficients of fitting equation

修正系数	K_τ	σ_τ	A_τ	d_τ	$\overline{v}$
经验取值	0.6～1.2	0.7～1.2	0.9～1.3	0.9～1.1	0.167

4 结 论

1）界面剪切应力-剪切位移关系曲线呈“闭回环”状发展，初始法向应力越大，初始剪切应力越大，剪切应力-剪切位移“闭回环”曲线越饱满；否则越扁平。

2）随着循环次数的增加，剪切应力不断弱化，弱化主要发生在剪切的初始阶段，主要是因为桩-土界面土颗粒的重新排列和剪碎细化，界面出现减压软化现象。

3）循环剪切位移幅值不变，初始法向应力越大，相同循环次数剪切应力越小；初始法向应力相同，剪切位移幅值越大，相同循环次数剪切应力衰减越多。

4）引入无量纲弱化因子D_τ研究界面剪切应力弱化规律，得出与真实数据相似度为90%左右的拟合对数型弱化曲线。界面剪切应力的弱化规律与初始法向应力和剪切位移幅值密切相关，剪切位移幅值相同时，初始法向应力越大则剪应力弱化速率越快；初始法向应力相同时，剪切位移幅值越大则剪应力弱化越快。

5）推导出可用于表征和预测桩-土界面循环剪切过程中剪切应力随循环系数弱化规律的非线性对数型公式，并给出适用于不同试验条件的修正系数。

参 考 文 献

[1] POULOS H G. Cyclic axial loading analysis of piles in sand[J]. Journal of Geotechnical Engineering, 1989, 115(6): 836-852.

[2] TABUCANON J T, AIREY D W, POULOS H G. Pile skin friction in sands from constant normal stiffness tests[J]. Geotechnical Testing Journal, 1995, 18(3): 350-364.

[3] AIREY D W, AL-DOURI R H, POULOS H G. Estimation of pile friction degradation from shearbox tests[J]. Geotechnical Testing Journal, 1992, 15(4): 388-392.

[4] FAKHARIAN K, EVGIN E. Cyclic simple-shear behavior of sand-steel interfaces under constant normal stiffness condition[J]. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, 1997, 123(12): 1096-1105.

[5] MORTARA G, MANGIOLA A, GHIONNA V N. Cyclic shear stress degradation and post-cyclic behaviour from sand-steel interface direct shear tests[J]. Canadian Geotechnical Journal, 2007, 44(7): 739-752.

[6] 冯大阔，张嘎，张建民，等. 常刚度条件下粗粒土与结构接触面三维力学特性试验研究[J]. 岩土工程学报，2009, 31(10): 1571-1577.
FENG Dakuo, ZHANG Ga, ZHANG Jianmin, et al. Experimental study on 3D cyclic behaviors of soil-structure interface under constant normal stiffness condition[J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering, 2009, 31(10): 1571-1577. (in Chinese)

[7] DONNA A D, FERRARI A, LALOUI L. Experimental investigations of the soil-concrete interface: physical mechanisms, cyclic mobilization, and behaviour at different temperatures[J]. Canadian Geotechnical Journal, 2015, 53(4): 659-672.

[8] 刘俊伟，朱娜，王立忠，等. 循环荷载下砂与钢板界面的弱化机制[J]. 浙江大学学报(工学版)，2018, 52(6): 1123-1130.
LIU Junwei, ZHU Na, WANG Lizhong, et al. The degenerate mechanism of sand - steel interface under cyclic loading[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2018, 52(6): 1123-1130. (in Chinese)

[9] KISHIDA H, UESUGI M. Tests of the interface between sand and steel in the simple shear apparatus[J]. Géotechnique, 1987, 37(1): 45-52.

[10] LOBO-GUERRERO S, VALLEJO L E. DEM analysis of crushing around driven piles in granular materials[J]. Géotechnique, 2005, 55(8): 617-623.

[11] 徐肖峰，魏厚振，孟庆山，等. 直剪剪切速率对粗粒土强度与变形特性的影响[J]. 岩土工程学报，2013,

35(4)：728-733.
XU Xiaofeng，WEI Houzhen，MENG Qingshan，et al. Effects of shear rate on shear strength and deformation characteristics of coarse-grained soils in large-scale direct shear tests[J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering，2013，35(4)：728-733.(in Chinese)

[12] 章敏，王星华，杨光程，等.循环荷载作用下单桩动力模型试验与桩土界面特性研究[J].岩土力学，2013，34(4)：1037-1044.
ZHANG Min，WANG Xinghua，YANG Guangcheng，et al. Study of dynamic model testing of single pile and behaviors of pile-soil interface under cyclic load[J]. Rock and Soil Mechanics，2013，34(4)：1037-1044.(in Chinese)

[13] 刘飞禹，王攀，王军，等.不同剪切速率下格栅－土界面循环剪切及其后直剪特性[J].岩石力学与工程学报，2016，35(2)：387-395.
LIU Feiyu，WANG Pan，WANG Jun，et al. Cyclic and post-cyclic shear behavior of sand-geogrid interface under different shear rates[J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering，2016，35(2)：387-395.(in Chinese)

[14] 徐超，陈洪帅，石志龙，等.筋-土界面力学特性的水平循环剪切试验研究[J].岩土力学，2013，34(6)：1553-1559.
XU Chao，CHEN Hongshuai，SHI Zhilong，et al. Research on the mechanical behavior of soil-reinforcement interface by horizontal cyclic shear test[J]. Rock and Soil Mechanics，2013，34(6)：1553-1559.(in Chinese)

[15] 林伟岸，詹良通，陈云敏，等.含土工复合排水网衬里的界面剪切特性研究[J].岩土工程学报，2010，32(5)：693-697.
LIN Weian，ZHAN Liangtong，CHEN Yunmin，et al. Interface shear strength of liners with geocomposite[J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering，2010，32(5)：693-697.(in Chinese)

[16] 刘俊伟，张明义，俞峰，等.土与PHC管桩界面剪切疲劳退化试验研究[J].岩土工程学报，2013，35(S2)：1037-1040.
LIU Junwei，ZHANG Mingyi，YU Feng，et al. Experimental study on interface shear fatigue between soils and PHC pipe piles[J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering，2013，35(S2)：1037-1040.(in Chinese)

[17] BOULON M，FORAY P. Physical and numerical simulation of lateral shaft friction along offshore piles in sand[C]//Proceedings of the 3th International Conference on Numerical Methods in Offshore Piling. Nantes，France：Institut Francais du Petrol Nantes，1986：127-147.

[18] 陈立国，袁飞，陈涛，等.基于单一敏感质量的三轴电容加速度计的设计[J].振动、测试与诊断，2015，35(5)：932-937.
CHEN Liguo，YUAN Fei，CHEN Tao，et al. Design of tri-axis capacitive MEMS accelerometer based on single mass[J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2015，35(5)：932-937.(in Chinese)

[19] 林然，张振海，李科杰，等.高冲击三维加速度传感器横向灵敏度校准技术[J].振动、测试与诊断，2016，36(5)：922-928.
LIN Ran，ZHANG Zhenhai，LI Keje，et al. New calibration technology of relative transverse sensitivity of high shock tri-axis accelerometer[J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2016，36(5)：922-928.(in Chinese)

[20] BHATTACHARYA S，KRISHNA A M，LOMBARDI D，et al. Economic MEMS based 3-axis water proof accelerometer for dynamic geo-engineering applications[J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering，2012，36：111-118.

[21] 余璐庆.海上风机桶形基础安装与支撑结构动力特性研究[D].杭州：浙江大学，2014.

[22] 张嘎，张建民.循环荷载作用下粗粒土与结构接触面变形特性的试验研究[J].岩土工程学报，2004，26(2)：254-258.
ZHANG Ga，ZHANG Jianmin. Experimental study on cyclic behavior of interface between soil and structure[J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering，2004，26(2)：254-258.(in Chinese)

[23] 冯大阔，侯文峻，张建民.法向常刚度切向应力控制接触面动力特性试验研究[J].岩土工程学报，2011，33(6)：846-852.
FENG Dakuo，HOU Wenjun，ZHANG Jianmin. Experimental study on cyclic behavior of gravel-structure interface with stress-control mode under constant normal stiffness[J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering，2011，33(6)：846-852.(in Chinese)



第一作者简介：刘俊伟，男，1983年2月生，博士、教授、博士生导师。主要研究方向为桩基础工程及相关领域。曾发表《DEM investigation of installation responses of jacked open-ended piles》(《Acta Geotechnica》2019，Vol.14，No.6)等论文。
E-mail：liujunwei@qut.edu.cn

通信作者简介：凌贤长，男，1963年10月生，博士、教授、博士生导师。主要研究方向为桩-土-结构相互作用。
E-mail：lingxianzhang@qut.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.017

超声电机驱动的CMG框架系统滑模控制*

梁柱林[1]， 徐张凡[2]， 鲁 明[1]， 潘 松[2]
（1.北京控制工程研究所 北京，100190）
（2.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）

摘要 针对超声电机驱动的控制力矩陀螺框架伺服系统具有强非线性、参数摄动和多源扰动力矩等问题，在系统建模和分析的基础上，采用了一种混合积分滑模变结构控制器，在保证框架速度控制快速响应的同时，提高了系统在多源强耦合扰动力矩下的鲁棒性。针对滑模抖振问题，引入了一种滑模观测器补偿框架系统的多源扰动力矩，减小系统不确定项的影响，进而减小滑模切换增益，达到抑制抖振的目的。仿真和实验结果表明，提出的控制力矩陀螺框架速度控制策略可有效抑制滑模控制系统的抖振现象，在多源扰动力矩的影响下，框架系统具有较强的鲁棒性。

关键词 控制力矩陀螺；滑模控制；超声电机；框架控制
中图分类号 TP273

引 言

控制力矩陀螺（control moment gyroscope，简称CMG）是一种有效的角动量转换机构，具有力矩放大能力，在同等质量和体积下可以提供比飞轮高一个数量级的控制力矩[1]。近年来，CMG在很多航天任务中取得了成功应用，比如前苏联“和平”号空间站、美国“哈勃”太空望远镜和中国“天宫二号”等[2-4]。

CMG主要由高速转子系统、低速框架系统和基座组成，通过大惯量转子高速旋转获得角动量，框架转动改变转子系统的角动量矢量产生输出力矩[5]。在CMG中，主要的运动部件有高速转子系统和低速框架系统。高速转子惯量较大，受干扰小，其速度波动较小；低速框架系统的转动惯量相对较小，速度较低，工况复杂，速度波动相对较大[6-7]。同时，作为惯性执行机构，CMG的框架速度精度直接影响其输出力矩，进而影响到航天器姿态控制的精度。因此，CMG框架速度的高精度控制是航天器执行机构领域的研究热点[8-11]。

传统的电磁电机驱动的CMG框架系统由于响应慢、定角锁定耗电以及体积和质量大，越来越无法满足现代空间载荷对航天器平台高敏捷、高精度的姿态控制需求[12]。基于逆压电效应和摩擦传动实现电能和机械能转换的超声电机（ultrasonic motor，简称USM），由于其具备响应快、断电自锁及功率密度较大等优点，开始作为一种新型作动器被应用到CMG框架伺服系统中，尤其是微型CMG的研究中[13-14]。

笔者对USM驱动CMG框架的高精度控制进行了相关研究，提出了一种高精度鲁棒控制器对高速转子产生的动态干扰力矩进行了有效抑制，并使用比例-积分-微分（proportion-integral-derivative，简称PID）控制和模式推理控制相结合的控制算法，即使用PID控制器实现CMG框架高速段控制，使用模式推理控制器实现低速段控制的方法，进一步提高控制精度，减小系统的复杂度[14-15]。考虑到CMG在轨运行的实际情况，框架伺服系统中存在变负载多模态的多源干扰力矩，如高速转子与低速框架的耦合力矩、星体转动产生的牵连力矩及不平衡力矩等，是影响CMG输出力矩精度的主要原因[9]，因此有必要将多源干扰引入系统模型以对其进行有效补偿，进一步提高系统的控制精度。

针对这一问题，笔者采用了一种指数趋近的混合积分滑模变结构控制器，该控制器在参数摄动、多源扰动及其他有上界不确定项因素的影响下，系统轨迹始终可收敛至滑模面，具备较好的鲁棒性。本研究还引入了一种滑模观测器补偿框架系统的多源扰动力矩，减小系统不确定项的影响，进而减小滑模切换增益，达到抑制抖振的目的。在此基础上，使用Matlab/Simulink仿真环境对控制效果进行了仿真，

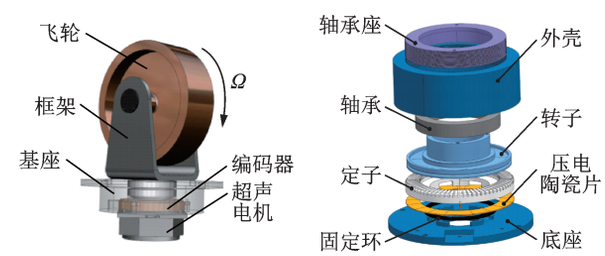
* 北京市重点实验室开放基金资助项目（BZ0388201804）
收稿日期：2020-07-29；修回日期：2020-12-27

并搭建了测试样机对仿真结果进行了验证。

1　超声电机驱动的CMG框架系统

1.1　系统结构

一种超声电机驱动的控制力矩陀螺及中空超声电机如图1所示。图1(a)中，高速转子动量轮安装在框架上，动量轮由高速电机驱动，其转速固定为Ω。框架结构与超声电机内转子直接连接，由超声电机带动旋转。在框架旋转轴上安装有编码器，用于测量框架转动的速度，框架、超声电机与编码器均安装在底座上。



(a) 超声电机驱动的控制力矩陀螺　(b) CMG用中空超声电机
(a) USM drive CMG　(b) Hollow USM for CMG

图1　一种超声电机驱动的控制力矩陀螺及中空超声电机

Fig.1　A control moment gyroscope driven by ultrasonic motor and hollow USM

本研究所使用的一种用于驱动CMG框架的中空超声电机如图1(b)所示。由磷青铜制作的电机定子通过固定环安装在底座上，压电陶瓷片(PZT-8)通过导电胶粘贴在电机定子底部。电机转子由调制铝制作而成，轴承安装于轴承座中，轴承座安装在电机外壳上。电机外壳通过螺钉与底座相连，并产生压力，压力通过轴承座与轴承传导到定转子之间。

1.2　框架系统模型

本研究超声电机采用调频驱动控制，USM驱动CMG转子动力学方程为

$$J\dot{\omega}+\delta\omega=T_d-T_r \tag{1}$$

其中：J为超声电机驱动框架系统的转动惯量；δ为阻尼系数；ω为框架角速度；T_d为超声电机驱动力矩；T_r为CMG框架系统多源干扰力矩。

采用线性逼近方法[14]，USM驱动力矩可以表示为

$$T_d=f_0[\omega_{id}-\omega] \tag{2}$$

其中：f_0为系统辨识参数；ω_{id}为假设超声电机定转子之间无相对滑动时的电机理想转速。

考虑定子振幅的死区，理想转速可以表示为

$$\omega_{id}=\begin{cases}(2\pi f)k\dfrac{h}{b^2}\sin(\varphi)(W-W_{TH}) & (W>W_{TH})\\ 0 & (0<W<W_{TH})\end{cases} \tag{3}$$

其中：k,h,b为与电机结构设计相关的参数；φ为两项驱动电压的相位差，一般取为$\pm\pi/2$；W_{TH}为定子死区振幅。

综合式(1)～(3)，令$c_0=2\pi kh\sin(\varphi)/b^2$，可得USM驱动CMG框架的系统动力学模型为

$$\dot{\omega}=-\frac{f_0+\delta}{J}\omega+\frac{f_0c_0}{J}f-\frac{T_r}{J} \tag{4}$$

取$a=-(f_0+\delta)/J, b=f_0c_0/J, \lambda=-1/J$，则

$$\dot{\omega}=a\omega+bf+\lambda T_r \tag{5}$$

CMG实际运行时受到挠性动态不确定阻尼、工况复杂多变和多源强耦合干扰的影响，考虑系统存在参数摄动等问题，构造如下模型

$$\begin{aligned}\dot{\omega}&=(a+\Delta a)\omega+(b+\Delta b)f+\lambda T_r=\\ &a\omega+bf+(\Delta a\omega+\Delta bf+\lambda T_r)\end{aligned} \tag{6}$$

其中：$\Delta a,\Delta b$为系统参数摄动量。

设$d(t)$为框架系统的参数摄动和多源干扰及其他不确定扰动的综合项，则得

$$\dot{\omega}(t)=a\omega(t)+bf(t)+d(t) \tag{7}$$

其中：$|d(t)|=|\Delta a\omega+\Delta bf+\lambda T_r|\leqslant D$有上界。

1.3　多源干扰力矩模型

CMG框架系统在实际工作过程中会受到多源干扰力矩的影响，加上USM自身的强非线性特点，导致CMG框架存在强非线性、系统参数摄动及多源干扰等问题。文献[16]建立了无刷直流电机驱动的单框架控制力矩陀螺(single gimbal control moment gyroscope，简称SGCMG)框架的多源扰动力矩模型，超声电机驱动的CMG框架系统除了没有磁通畸变引起的力矩脉动扰动，多源干扰力矩与电磁电机驱动CMG框架系统的组成相同。

USM驱动CMG框架的多源干扰力矩可表示为

$$\begin{aligned}T_r=&T_G(\theta,\omega,\omega_h,\omega_s)+T_m(\theta,\omega_h)+T_f(\theta,\omega)+\\ &T_g(\theta)\end{aligned} \tag{8}$$

其中：T_G为CMG在轨工作时，航天器自身转动、CMG高速转子转动以及CMG框架转动引起的陀螺效应在CMG框架轴上的陀螺力矩投影分量；T_m为CMG高速转子静、动不平衡质量引起转子高速旋转时在框架轴上产生的不平衡振动力矩；T_f为框

架轴摩擦干扰力矩；T_g 为由于重力效应产生的干扰力矩，CMG在轨工作时 T_g 会消失；θ 为CMG框架角度；ω_h，ω_s 分别为CMG高速转子转速、航天器自身转速。

2 控制器设计

超声电机驱动的控制力矩陀螺框架系统运行时存在系统强非线性、参数摄动及多源干扰等问题，笔者依据滑模控制的强抗扰、对系统参数变化不敏感等特性，引入了一种混合积分滑模控制器(hybrid integral sliding mode controller，简称HISMC)策略。

2.1 混合积分滑模控制器及其稳定性分析

取框架系统的角速度误差为 $e=\omega_{set}-\omega$，忽略对不确定项扰动、外部扰动等扰动综合项 $d(t)$ 的求导，可得

$$\begin{cases}\dot{e}=-\dot{\omega}=-a\omega-bf-d\\ \ddot{e}=-\ddot{\omega}=-a\dot{\omega}-bu-d\end{cases} \tag{9}$$

其中：$u=\dot{f}$。

本研究提出的混合积分滑模切换函数为

$$s=\dot{e}+c_1e+c_2\int_0^t e\mathrm{d}t \tag{10}$$

其中：c_1，c_2 为混合积分滑模控制器参数。

式(10)综合了线滑模面和积分滑模面的优点，在系统轨迹距离平衡点较远时，线性滑模控制使系统轨迹快速向滑模面滑动，进入滑模模态后，积分环节可消除静态误差以保证系统跟踪的准确性。由式(10)可得

$$\dot{s}=\ddot{e}+c_1\dot{e}+c_2e \tag{11}$$

取 $s=\dot{s}=0$ 时，则有

$$\ddot{e}+c_1\dot{e}+c_2e=0 \tag{12}$$

由式(12)可知，通过调整 c_1 和 c_2 的值，可以使误差方程的极点位于左半平面，从而使其解趋于0，即速度误差 $e(t)$ 收敛于0，从而保证系统的能控性。

取Lyapunov函数 $V=0.5s^2$，趋近律为指数趋近律，保证系统响应的快速性。由Lyapunov稳定理论推导可知，滑模控制器控制律可设计为

$$f=\frac{1}{b}\int u\mathrm{d}t=$$
$$\frac{1}{b}\int(-(c_1+a)\dot{\omega}+c_2e+\varepsilon\,\mathrm{sgn}(s)+ks)\mathrm{d}t \tag{13}$$

其中：$\varepsilon>0$，$k>0$，为趋近律参数。

当

$$\varepsilon\geqslant D\geqslant\left|\Delta a\omega(t)+\Delta bf(t)+\lambda T_r(t)\right| \tag{14}$$

则可保证 $\dot{V}\leqslant 0$。由Lyapunov稳定理论可知，此时控制器可全局稳定。

综上，在参数摄动、多源扰动及其他有上界不确定项因素的影响下，系统轨迹始终可收敛至滑模面，即系统具备较好的稳定性。考虑CMG工作时框架存在多源强耦合扰动力矩 T_r，这将使控制器滑模切换增益过大，导致系统轨迹进入滑模模态后激发抖振。为了抑制滑模系统的抖振现象，提高系统的鲁棒性和控制精度，引入一种滑模观测器补偿框架系统多源扰动力矩，降低扰动综合项 $d(t)$ 的影响，进而降低滑模切换增益，达到抑制抖振的效果。

2.2 扰动滑模观测器及其稳定性分析

滑模观测器观测状态变量为CMG框架角速度 ω 和多源干扰力矩 T_r，输入为框架角速度 ω 和USM驱动力矩 T_d，输出为多源干扰力矩观测值。其中，CMG框架系统多源干扰力矩相对于滑模控制器的控制周期为缓慢时变信号，因此 T_r 的微分幅值很小，可将其忽略[10]，即 $\dot{T}_r=0$。采用一种滑模观测器[17]，构造增广状态空间模型为

$$\begin{bmatrix}\dot{\omega}\\ \dot{T}_r\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-\delta/J & -1/J\\ 0 & 0\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\omega\\ T_r\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}1/J\\ 0\end{bmatrix}T_d \tag{15}$$

令 $e_\omega=\omega-\hat{\omega}$，构造滑模观测器方程为

$$\begin{bmatrix}\dot{\hat{\omega}}\\ \dot{\hat{T}}_r\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-\delta/J & -1/J\\ 0 & 0\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\hat{\omega}\\ \hat{T}_r\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}1/J\\ 0\end{bmatrix}T_d+\begin{bmatrix}1\\ p\end{bmatrix}f(e_\omega) \tag{16}$$

其中：$f(e_\omega)$ 为滑模控制律；p 为滑模观测器增益。

取滑模观测器的切换函数为

$$s_\omega=e_\omega+c_\omega\int_0^t e_\omega\,\mathrm{d}t \tag{17}$$

其中：c_ω 为滑模面积分系数。

由式(17)可得

$$\dot{s}_\omega=\dot{e}_\omega+c_\omega e_\omega \tag{18}$$

取 $s_\omega=\dot{s}_\omega=0$，即系统稳定在平衡点时，有 $e_\omega=\dot{e}_\omega=0$。令 $e_T=T_r-\hat{T}_r$ 为多源干扰力矩观测误差，综合式(15)～(18)，可推导得出多源扰动力矩观测误差解为

$$e_T(t)=e^{pt/J} \tag{19}$$

当滑模观测器增益 $p<0$ 时，多源干扰力矩的观测误差能够收敛至0，滑模观测器若稳定，既多源干扰力矩观测器能够完全跟踪实际值，收敛速度与 p 值相关。

取 Lyapunov 函数 $V_2=0.5s_\omega^2$，趋近律取为等速趋近律，使系统快速到达滑模状态。由 Lyapunov 稳定理论推导可知，观测器控制律可设计为

$$f(e_\omega)=(c_\omega-\delta/J)e_\omega+\varepsilon_\omega\,\mathrm{sgn}(s_\omega) \tag{20}$$

其中：ε_ω为等速趋近律切换系数。

当 $\varepsilon_\omega=l_\varepsilon|e_T|/J$，且 $l_\varepsilon>1$时，可保证 $\dot{V}_2=s_\omega\dot{s}_\omega<0$，即滑模观测器全局稳定。

当干扰力矩的观测误差比较大时，切换系数 ε_ω也比较大，使系统轨迹加速向滑模面靠近；当轨迹接近滑模面后，切换系数 ε_ω随干扰力矩观测误差的减小而减小，从而达到削弱观测值抖振的效果。

为了降低系统轨迹进入滑动模态后趋近律中的符号函数切换引起的高频抖振，引入饱和函数为

$$\mathrm{sat}(s)=\begin{cases}1 & (s\geqslant\Phi)\\ s/\Phi & (|s|<\Phi)\\ -1 & (s\leqslant\Phi)\end{cases} \tag{21}$$

引入扰动观测器前馈补偿框架系统的多源干扰力矩后，USM 驱动的 CMG 框架系统滑模控制律为

$$f=\frac{1}{b}\int u\mathrm{d}t=\frac{1}{b}\int(-(c_1+a)\dot{\omega}+c_2e-\lambda\hat{T}_r+\varepsilon\mathrm{sat}(s)+ks)\mathrm{d}t \tag{22}$$

此时滑模切换增益 $\varepsilon\geqslant\tilde{D}$，其中 $|d'(t)|=|\Delta a\omega(t)+\Delta bf(t)+\lambda(T_r(t)-\hat{T}_r(t))|\leqslant\tilde{D}$。由于观测器已补偿多源干扰中低频高赋值的干扰力矩项，因此有 $\tilde{D}<D$，滑模切换增益减小，从而达到抑制抖振的目的。

3　仿真与实验

HISMC 滑模控制 CMG 框架系统框图如图 2 所示，在 Matlab/Simulink 中搭建系统仿真模型，微分方程数值解法使用四阶变步长龙格库塔法验证控制策略的有效性。

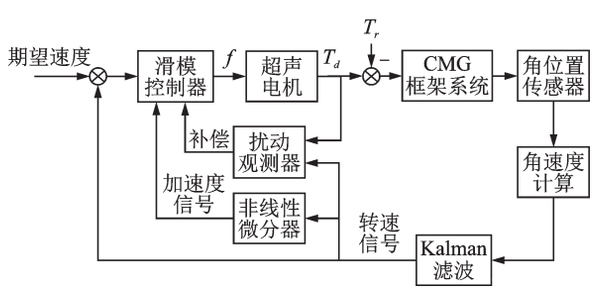


图 2　HISMC 滑模控制 CMG 框架系统框图

Fig.2　HISMC controller for CMG gimbal system

仿真所引入的多源干扰力矩及观测器输出扰动力矩观测值如图 3 所示，多源干扰力矩信号按频段分为低频部分的大幅值的耦合力矩、牵连力矩和摩擦力矩，以及高频部分的不平衡力矩。

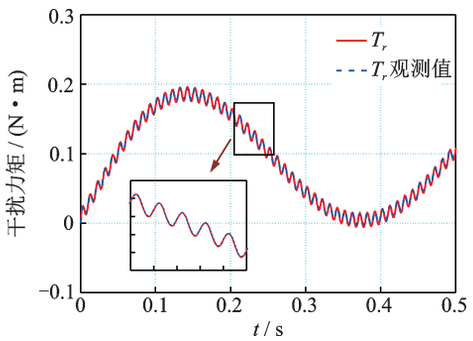


图 3　多源干扰力矩

Fig.3　Multi-source disturbance

笔者采用了一种基于传统的多项式滑模控制器（polynomial sliding mode controller，简称 PSMC），并将所设计的 HISMC 控制器与 PSMC 控制器、PID 控制器的控制性能进行了仿真对比，扰动力矩作用下阶跃响应对比如图 4 所示。相较于 PID 控制器单位阶跃响应上升时间 0.35 s，2 种滑模控制器的上升时间明显减小，PSMC 的上升时间为 0.25 s，HISMC 的上升时间为 0.2 s。由对比可得，笔者提出的 HISMC 控制策略具有较优的动态响应能力。进入稳态后，传统的 PID 控制器对多源干扰起到了一定程度的抑制效果，框架转速在 0.941～1.055(°)/s 之间波动，波动幅值为 5.5%。采用多项式滑模控制器 PSMC 后，框架转速在 0.960～1.042(°)/s 间波动，稳态性能较 PID 变好，但仍有 4.1% 的幅值波动。对于本研究所采用的混合积分滑模控制器 HISMC，稳态波动进一步降低，框架转速在 0.985～1.015(°)/s 之间波动，波动幅值为 1.5%。

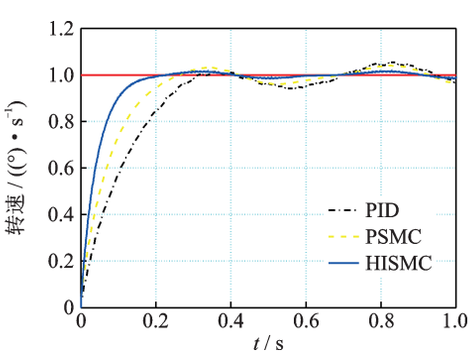


图 4　扰动力矩作用下阶跃响应对比

Fig.4　Step response of at multi-source disturbance torque

总之，笔者所采用的混合积分滑模控制器具有较快的动态响应速度，并且对动态干扰具有良好的抑制效果，相较于传统PID控制器与传统多项式滑模控制器具有更优的控制效果。

基于滑模观测器引入补偿扰动力矩的HISMC阶跃响应如图5所示。引入观测器补偿多源干扰力矩后，HISMC控制器进一步抑制了多源扰动，框架转速稳态波动在0.996～1.004(°)/s之间，波动幅值降到了0.4%，比引入观测器前降低了近4倍。

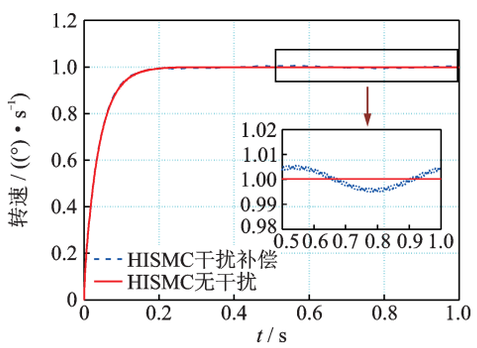


图5 基于滑模观测器补偿扰动力矩的HISMC阶跃响应

Fig.5 HISMC step response base on SMO to compensate disturbance torque

在仿真分析基础上，笔者将所采用的控制算法在32位嵌入式微控制器TMS320F28335上使用嵌入式C语言实现。该嵌入式微控制器的脉宽调制频率分辨率可达6.67 ns，可用于实现高精度调频控制。超声电机驱动的CMG样机及控制器如图6所示。笔者主要研究高速转子在稳定状况下框架速度变化时的速度控制情况，在实验中SGCMG的高速转子加速到恒定转速后保持稳速，然后进行框架速度的控制，控制中系统采样时间为1 ms。

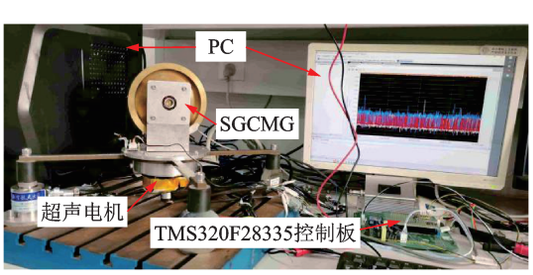


图6 超声电机驱动的CMG样机及控制器

Fig.6 CMG prototype and controller driven by USM

使用本研究所采用的HISMC控制算法与PSMC算法在陀螺原型机上进行实验，控制效果对比如图7所示。图7(a)主要为上升时间的对比，使用HISMC的框架速度上升时间为0.4 s，使用PSMC的框架速度上升时间为0.42 s，2组控制算法

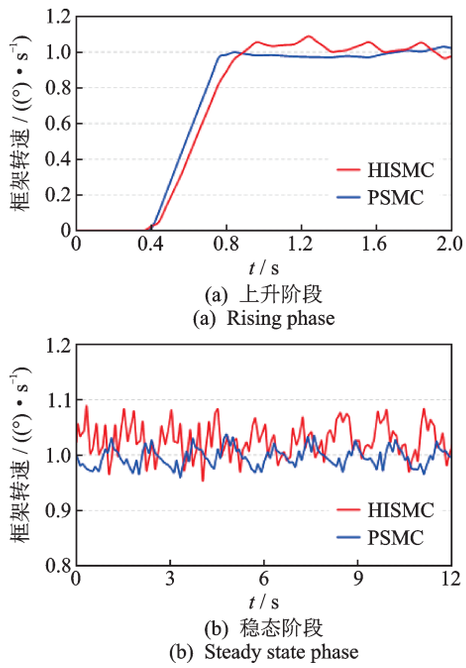


图7 HISMC与PSMC控制效果对比

Fig.7 Comparison of control performance between the HISMC controller and the PSMC controller

均具有较好的动态响应能力。在图7(b)中，使用PSMC的框架速度在0.96～1.08(°)/s之间波动，波动幅值为0.12(°)/s，且系统存在0.02(°)/s的静态误差；使用HISMC的框架速度波动区间为0.98～1.02(°)/s，波动幅值为0.04(°)/s，系统无静态误差。HISMC算法相较于PSMC算法在稳速控制效果方面有明显提高，转速波动幅值下降66%，且消除了静态误差。

针对使用HISMC控制算法，飞轮在不同转速工况下的控制性能如图8所示。图8(a,b,c)分别为高速动量轮停止、转速为2 kr/min及转速为3 kr/min时的控制曲线，其控制效果如图8(d)所示。由图可知，笔者所采用的滑模积分控制器均有明显的控制效果，当目标转速分别为1,2,5 (°)/s时，所提出的控制系统最大速度波动均为5%左右。

由图8(d)可知，随着飞轮转速的增加，多源干扰力矩的频率与幅值均发生变化，对所采用的控制系统产生了影响，但是控制效果相较于飞轮关闭时的控制效果下降较小。当目标转速为1 (°)/s时，速度波动从1%增加到4.1%，速度方差从0.3×10^{-3}增加到0.9×10^{-3}；当目标转速为2 (°)/s时，速度波动从1.8%增加到5.8%，速度方差从0.7×10^{-3}增加到4.14×10^{-3}；当目标转速为5 (°)/s时，速度波动从4%增加到5.2%，速度方差从4.1×10^{-3}增加到5.8×10^{-3}。本控制器有明显的抵抗多源干扰力矩

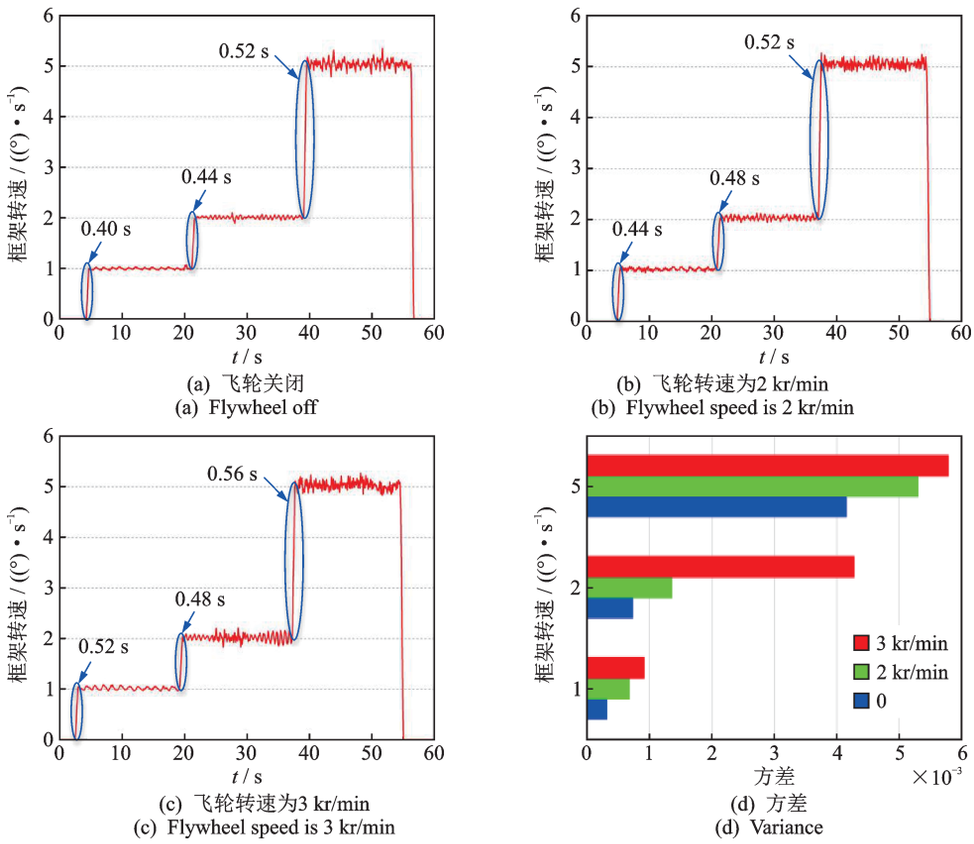


图 8　飞轮在不同转速工况下的HISMC控制性能

Fig.8　HISMC controller performance at different flywheel speeds

的控制效果。针对阶跃响应速度的动态指标，当飞轮转动后，框架阶跃响应上升时间略有增加，但增加幅度较小；当飞轮关闭时，平均上升时间为0.453 s；当飞轮转速为2 kr/min时，平均上升时间为0.48 s；当飞轮转速为3 kr/min时，平均上升时间为0.52 s。控制器在干扰力矩作用下，仍具有良好的动态响应能力。

4　结　论

1）在相同工况与相同目标转速下，HISMC控制器具有更优的动态响应性能，阶跃上升时间较PSMC提高了5%，且速度稳定性有明显提高，速度波动幅值较PSMC减小了2/3以上。

2）针对飞轮转速不同工况下，对于存在变负载多模态扰动的CMG框架系统，HISMC控制器具有较强的鲁棒性，对干扰分量有较好的抑制效果。当CMG在飞轮转速为3 kr/min、框架目标转速为2 (°)/s的状态下工作时，框架具有最大速度波动，其波动幅值为5.8%。

3）所提出的控制算法可以有效满足USM驱动的CMG框架伺服系统的需求，但是当飞轮转速与框架目标转速均增加，陀螺效应增强且多源扰动力矩增大时，框架转速波动幅值上升较快。

参　考　文　献

[1] ROSE X, SGHEDONI M. Control moment gyroscopes (CMG′s) and their application in future scientific missions [C]//Proceedings of the 3rd International Conference on Spacecraft Guidance, Navigation and Control Systems. Netherlands:ESA, 1997:523-528.

[2] 吴忠，吴宏鑫．“和平号”空间站SGCMG系统及其操纵[J]．航天控制，1999(2)：1-5.
WU Zhong, WU Hongxin. The SGCMG system of the Mir Space Station and its operation[J]. Aerospace Control, 1999(2):1-5.(in Chinese)

[3] LIU F, GAO F, ZHANG W W, et al. The optimization design with minimum power for variable speed control moment gyroscopes with integrated power and attitude control[J]. Aerospace Ence and Technology, 2019, 88: 287-297.

[4] 王一琳．天宫飞天的"定海神针"——记天宫二号控制力矩陀螺[J]．中国航天，2016(11)：16-17.
WANG Yilin. The key stand of Tiangong-2 space station—Tiangong-2 control moment gyroscope[J]. Aero-

space China, 2016(11):16-17.(in Chinese)

[5] LAPPAS V J, STEYN W H, UNDERWOOD C I. Torque amplification of control moment gyros[J]. Electronics Letters, 2002, 38(15):837-839.

[6] WANG H, HAN Q K, ZHOU D N. Output torque modeling of control moment gyros considering rolling element bearing induced disturbances[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115:188-212.

[7] WU D Y, XIE T, LU M, et al. Modeling and experimental study on the micro-vibration transmission of a control moment gyro[J]. IEEE Access, 2019, 7: 80633-80643.

[8] 韩邦成, 杨莲慧, 李海涛. 动基座下DGCMG框架伺服系统干扰补偿控制[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(4):686-692.
HAN Bangcheng, YANG Lianhui, LI Haitao. Disturbance compensation control of gimbal servo system for DGCMG used in spacecraft[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(4): 686-692. (in Chinese)

[9] 刘宝玉, 金磊, 贾英宏. 大型控制力矩陀螺动力学精细建模与仿真[J]. 空间控制技术与应用, 2014(1): 21-26.
LIU Baoyu, JIN Lei, JIA Yinghong. Dynamic fine modeling and simulation of large-scale control moment gyro[J]. Aerospace Control and Application, 2014(1): 21-26.(in Chinese)

[10] 鲁明, 张欣, 李耀华. SGCMG框架伺服系统扰动力矩分析与控制[J]. 中国空间科学技术, 2013(1):19-24,33.
LU Ming, ZHANG Xin, LI Yaohua. Analysis and control of disturbance torque in SGCMG gimbal servo system[J]. Chinese Space Science and Technology, 2013(1):19-24,33.

[11] 张激扬, 周大宁, 高亚楠. 控制力矩陀螺框架控制方法及框架转速测量方法[J]. 空间控制技术与应用, 2008(2):25-30.
ZHANG Jiyang, ZHOU Daning, GAO Yanan. Gimbal control technique and gimbal rate measurement method for the control moment gyro[J]. Aerospace Control and Application, 2008(2):25-30.(in Chinese)

[12] LU M, WANG Y G, HU Y W, et al. Composite controller design for PMSM direct drive SGCMG gimbal servo system[C]// 2017 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM). [S.l.]:IEEE, 2017.

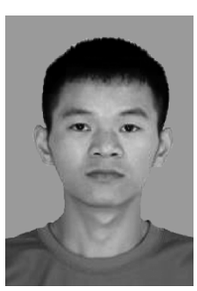
[13] ZHAO C S. Ultrasonic motors: technologies and applications[M]. Berlin:Springer-Verlag,2011:21-22.

[14] 潘松, 牛子杰. 超声电机驱动的SGCMG框架速度控制研究[J]. 电机与控制学报, 2019, 23(1):73-79,88.
PAN Song, NIU Zijie. Speed control of SGCMG driven by ultrasonic motor[J]. Electric Machines and Control, 2019, 23(1):73-79,88.(in Chinese)

[15] PAN S, ZHANG J H, HUANG W Q. Robust controller design of SGCMG driven by hollow USM [J]. Microsystem Technologies, 2016, 22(4):741-746.

[16] LU M, HU Y W, WANG Y G, et al. High precision control design for SGCMG gimbal servo system[C]// IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM). [S.l.]:IEEE, 2015.

[17] 刘京, 李洪文, 邓永停. 基于新型趋近律和扰动观测器的永磁同步电机滑模控制[J]. 工程科学学报, 2017,39(6):933-944.
LIU Jing, LI Hongwen, DENG Yongting. PMSM sliding-mode control based on novel reaching law and disturbance observer[J]. Chinese Journal of Engineering, 2017,39(6):933-944. (in Chinese)



第一作者简介:梁柱林,男,1994年2月生,硕士生。主要研究方向为空间执行机构控制技术。
E-mail:lmuing@hotmail.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.018

基于接触器触头弹跳振动特性分析*

黄克鹏[1]， 王发展[1]， 赵明基[1]， 郭宝良[1]， 区达铨[2]
（1.西安建筑科技大学机电工程学院 西安，710055）
（2.ABB新会低压开关有限公司 江门，529000）

摘要 针对电气开关器件在合闸过程中动静触头碰撞接触产生的振动弹跳问题，在综合考虑非线性电磁力和碰撞接触力的基础上，建立了接触器触头系统的2自由度振动方程并进行求解，通过高速摄影实验揭示了触头弹跳偏转规律。结果表明：理论与实验结果高度一致；触头在碰撞后尚未分离，铁芯就发生了碰撞，进一步加剧了触头弹跳；铁芯发生第2次弹跳时，不影响触头的弹跳；动触头移动轨迹在发生第1次碰撞后，产生第1次偏转，发生第2次碰撞后，偏转位移和角度相反且均小于第1次偏转。研究结果为进一步控制和减小触头弹跳提供了理论依据。

关键词 电气开关；交流接触器；触头弹跳；2自由度振动方程；高速摄影
中图分类号 TH825；TM572

引 言

触头系统是一种广泛用于电气开关器件的重要组件。在合闸过程中会产生类似弹跳现象，这属于一种非线性的振动行为，其中动、静触头间的碰撞弹跳是影响其动态特性的重要因素[1-3]。碰撞弹跳引起的接触部分小距离分离极易导致电弧产生，严重时会发生熔焊粘接，直接影响电接触性能和使用寿命[4-5]。因此，准确分析其振动机理，掌握其动态特性变化规律，得到有效减少和抑制触头弹跳的理论方法，是提高电气元器件电寿命和可靠性的迫切需求。

关于触头弹跳模型的建立，金平等[6]利用等效磁路模型求解永磁接触器中电磁和永磁共同产生的磁场和机械运动的耦合计算问题，推导了耦合电路模型和机械模型的运动方程。贺开华等[7]对接触器接通时触头弹跳进行分析，得到了触头机械弹跳的物理过程模型，建立了触头碰撞前后的能量平衡方程。林抒毅等[8-9]在考虑接触碰撞并产生形变过程中，应用柯西应力方程计算变形后的位移，并通过动量守恒定律得到了交流接触器吸合弹跳过程可动部件的控制方程。关于减少和抑制触头的弹跳，文献[10-12]提出智能交流接触器不同步触头系统结构，并对零电流分断控制进行了研究。文献[13-17]基于ANSYS有限元法，对合闸过程中的电磁力进行了仿真分析，并考虑了分磁环和漏磁的影响。关于测量触头弹跳的方法，张登科等[18]通过设计测量装置来记录弹跳时间。周亮等[19]将动、静触头接入一个直流回路，通过测量回路中电阻两端的电压变化来反映接触器在合闸过程中的弹跳情况。陈德为等[20]应用高速摄像技术，在动触头的侧面，设置首开相和非首开相标记点，通过拍摄观察标记点的位移得到触头弹跳规律。

国内外学者围绕触头弹跳特性的研究工作主要是通过简单的耦合运动方程、电路方程和磁路方程来分析电磁铁的动态特性，并未对触头弹跳做振动机理分析[21]。因此，笔者以接触器为例，以触头系统的机械振动为切入点，基于振动特性建立了2自由度振动方程，并使用高速摄影技术进行实验验证和分析，为接触器的优化设计提供了理论参考。

1 交流接触器工作原理

交流接触器由触头系统、电磁系统和触头支架三部分组成，其结构如图1所示。

交流接触器工作时，先给电磁线圈通电，当电磁力大于反力弹簧作用力时，动铁芯通过触头支架使动触头向下运动，由于静触头固定（具有限位作用），使得动静触头间距小于动静铁芯间距，动触头先于动铁芯发生撞击和弹跳。此时动铁芯继续向下运

* 陕西省自然科学基金重点资助项目（2011J2009）
收稿日期：2020-07-26；修回日期：2020-10-20

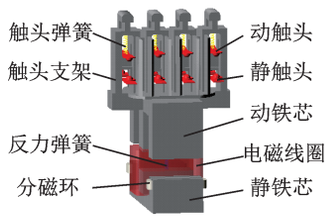


图 1 交流接触器结构图

Fig.1 AC contactor structure diagram

动,直至动静铁芯发生碰撞。动静铁芯碰撞使得本就处于弹跳的动触头的运动过程变得更加复杂。因此,如何准确得到动静触头和动静铁芯碰撞前、碰撞时、碰撞后的运动状态及弹跳情况是接触器动态特性研究的重点和难点。

2 2自由度振动方程

2.1 2自由度振动方程的建立

交流接触器在通断时的非线性和不连续性,使交流接触器工作系统本身的动力学特性出现突变现象。

笔者假定:①接触器运动部件只能沿着一个方向运动,在其他方向上不发生位移以及转动;②接触器部件间发生碰撞接触时的碰撞力由局部接触变形引起,并以物体的碰撞前后速度和碰撞接触时间作为计算参数。因此,可以运用分段模型来建立分段线性振动方程。

交流接触器在运行过程中,可等效为2自由度有阻尼受迫振动系统,其振动模型如图2所示。

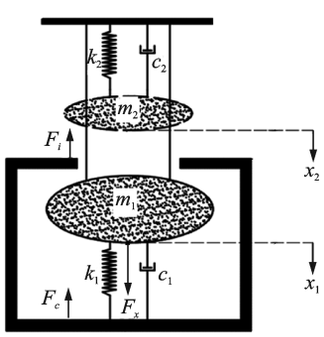


图 2 接触器振动模型

Fig.2 Vibration model of contactor

接触器合闸运动过程可分为以下3个阶段:①动静触头尚未发生碰撞接触;②动静触头发生初次碰撞接触,动静铁芯尚未发生碰撞接触,考虑动静触头碰撞接触力F_i;③动静铁芯发生初次碰撞,考虑动静铁芯碰撞接触力F_c。其振动方程分别为

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1+c_1\dot{x}_1+c_2(\dot{x}_1-\dot{x}_2)+k_1x_1+ \\ \quad k_2(x_1-x_2)=F_x \\ m_2\ddot{x}_2+c_2(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+k_2(x_2-x_1)=0 \end{cases} \tag{1}$$

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1+c_1\dot{x}_1+c_2(\dot{x}_1-\dot{x}_2)+k_1x_1+ \\ \quad k_2(x_1-x_2)=F_x \\ m_2\ddot{x}_2+c_2(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+k_2(x_2-x_1)=-F_i \end{cases} \tag{2}$$

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1+c_1\dot{x}_1+c_2(\dot{x}_1-\dot{x}_2)+k_1x_1+ \\ \quad k_2(x_1-x_2)=F_x-F_c \\ m_2\ddot{x}_2+c_2(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+k_2(x_2-x_1)=0 \end{cases} \tag{3}$$

其中:m_1,m_2分别为动铁芯和动触头质量;x_1,x_2分别为动铁芯和动触头位移;c_1,c_2分别为电磁机构和触头系统等效阻尼;k_1,k_2分别为反力弹簧和触头弹簧刚度系数;F_x为电磁力;F_i,F_c分别为触头以及铁芯碰撞时的接触力。

2.2 非线性电磁力

图3为接触器受力模型。交流接触器在合闸过程中,将系统作简化处理,其中x_i和x_c分别为动触头和动铁芯的总行程。

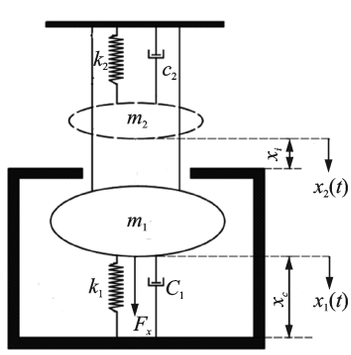


图 3 接触器受力模型

Fig.3 Force model of contactor

合闸受力过程可分为2个阶段:①当动静触头和动静铁芯均未发生接触时,由于动触头与动铁芯通过触头支架相连,所以共同向下运动;②当动静触头接触,动静铁芯未接触时,动触头和动铁芯分离,此时只有动铁芯向下运动。其方程分别为

$$(m_1+m_2)a+(c_1+c_2)v+k_1x_1(t)=F_x \tag{4}$$

其中:$a=\dfrac{\mathrm{d}v(t)}{\mathrm{d}t}$;$v=\dfrac{\mathrm{d}x_1(t)}{\mathrm{d}t}$;$0<x_1(t)<x_i$。

$$m_1a+c_1v+k_1x_1(t)+k_2x_2(t)=F_x \tag{5}$$

其中:$a=\dfrac{\mathrm{d}v(t)}{\mathrm{d}t}$;$v=\dfrac{\mathrm{d}x_2(t)}{\mathrm{d}t}$;$x_i<x_1(t)<x_c$;$0<x_2(t)<x_c-x_i$。

综合式(4)和式(5),可以得出动铁芯所受电磁力F_x,但前提是需要测出动铁芯的运动曲线。因

此，通过采集动铁芯在电磁力的作用朝着静铁芯运动整个过程中的位移变化情况，通过后期数据处理就可分别求解式(4)和式(5)。

2.3　触头碰撞接触力

触头属于弹性体，因此在闭合过程中因碰撞会引起周期性弹跳，触头弹跳模型如图 4 所示。

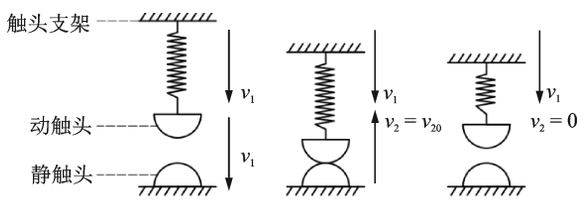


图 4　触头弹跳模型

Fig.4　Contact bounce model

忽略弹簧质量，设动触头质量为 m_2。由图 4 可知，动触头以 v_1 的速度向静触头方向运动。如果忽略摩擦和介质阻力，则动触头和静触头碰撞前的动能为 $1/2m_2\nu_1^2$。触头碰撞后，动触头的动能转变为触头表面材料形变的位能(不计摩擦)，当弹性形变恢复时触头发生反跳，令动触头的反跳初速度变为 ν_{20}，相应的动能为 $1/2m_2\nu_{20}^2$。触头碰撞前后的能量平衡方程为

$$\frac{1}{2}m_2v_1^2=\frac{1}{2}m_2v_{20}^2+K\frac{1}{2}m_2v_1^2 \tag{6}$$

其中：K 为触头材料的恢复系数。

由动量定理可知

$$F_it_i=m_2v_2-m_2v_1 \tag{7}$$

其中：t_i 为触头碰撞时间。

同理，铁芯碰撞前后的能量平衡方程为

$$\frac{1}{2}m_1(v_1^*)^2=\frac{1}{2}m_1(v_{20}^*)^2+K^*\frac{1}{2}m_1(v_1^*)^2 \tag{8}$$

$$F_ct_c=m_1v_2^*-m_1v_1^* \tag{9}$$

其中：t_c 为铁芯碰撞时间；v_1^* 为动铁芯沿着静铁芯方向运动的速度；v_2^* 为动铁芯的反跳初速度；K^* 为铁芯材料的恢复系数。

2.4　方程求解与分析

笔者以 ABB 公司 A9-30-10 型电磁接触器为例，采用 100N 型弹簧拉压实验机对反力弹簧和触头弹簧刚度系数进行测量。利用示波器对接触器触头合闸时的电流信号进行监测，得到触头和铁芯接触时间。根据触头所用材料 AgNi15、铁芯所用材料 50W600，得到触头系统与电磁机构等效阻尼。通过测量与查询，得到各项参数具体数值如表 1 所示。

表 1　接触器结构参数表

Tab.1　Contactor structure parameter table

参数	数值
m_1/ g	200
m_2/ g	2
c_1/(N•s•mm^{-1})	30
c_2/(N•s•mm^{-1})	5
k_1/(N•mm^{-1})	0.35
k_2/(N•mm^{-1})	0.099
x_i/mm	4.5
x_c/mm	6
K	0.8
K*	0.5

利用 Matlab 指令 ode45 函数对式(1)～(3)进行数值积分求解，运算与理论结果分别如图 5 和表 2 所示。其中：合闸时间是指从交流接触器开始闭合到触头第 1 次接触开始的时间；弹跳时间是指触头从第 1 次弹跳开始到最后 1 次弹跳结束的时间；接触稳定时间是指从接触器开始闭合到触头最后 1 次弹跳结束的时间，铁芯同理。

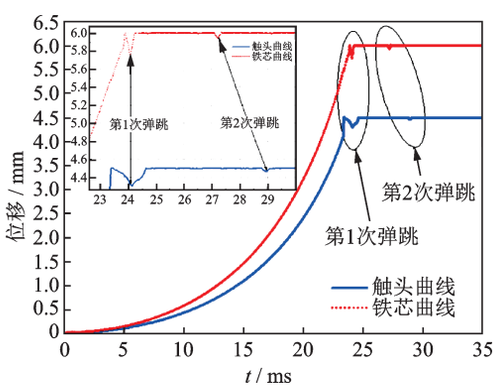


图 5　Matlab 运算结果曲线

Fig.5　Curve of Matlab operation result

由图 5 和表 2 可知：触头合闸时间为合闸运动第 1 阶段(0～23.37 ms)；触头第 1 次弹跳开始时间到铁芯第 1 次弹跳开始时间为合闸运动第 2 阶段(23.37～23.90 ms)；铁芯第 1 次弹跳开始时间到触头第 2 次弹跳结束时间为合闸运动第 3 阶段(23.90～29.08 ms)。

触头第 1 次弹跳开始时间为 23.37 ms，铁芯第 1 次弹跳开始时间为 23.90 ms；触头第 1 次弹跳结束时间为 24.65 ms，铁芯第 1 次弹跳结束时间为 24.25 ms；触头第 1 次弹跳最大幅值为 0.241 mm，铁芯第 1 次弹跳最大幅值为 0.195 mm。可知触头早于铁芯发生弹跳，但晚于铁芯结束弹跳，且触头弹跳

表 2 理论结果

Tab.2 Theoretical results

参数	动触头	动铁芯
合闸时间/ms	23.37	23.90
第 1 次弹跳开始时间/ms	23.37	23.90
第 1 次弹跳结束时间/ms	24.65	24.25
第 2 次弹跳开始时间/ms	28.81	27.07
第 2 次弹跳结束时间/ms	29.08	27.35
第 1 次弹跳总时间/ms	1.28	0.35
第 2 次弹跳总时间/ms	0.27	0.28
弹跳时间/ms	5.71	3.45
接触稳定时间/ms	29.08	27.35
第 1 次弹跳最大幅值/mm	0.241 0	0.195
第 2 次弹跳最大幅值/mm	0.049 0	0.032
最大弹跳幅值/mm	0.241 1	0.195

幅值大于铁芯。这是由于:①动静触头间距小于动静铁芯间距,且铁芯质量远大于触头质量,因此回落周期短;②触头在碰撞后尚未分离,铁芯就发生了碰撞,因此进一步加剧了触头弹跳,使得其弹跳位移增加。

触头第 2 次弹跳开始时间为 28.81 ms,铁芯第 2 次弹跳开始时间为 27.07 ms;触头第 2 次弹跳结束时间为 29.08 ms,铁芯第 2 次弹跳结束时间为 27.35 ms;触头第 2 次弹跳最大幅值为 0.049 mm,铁芯第 2 次弹跳最大幅值为 0.032 mm。可知铁芯第 2 次弹跳开始和结束时间都早于触头,从图 5 中可清晰观察到,铁芯第 2 次弹跳发生时,并未明显影响触头的弹跳。这是因为铁芯发生第 2 次弹跳幅值远小于第 1 次,被系统本身消耗,并未传递到触头。

触头的弹跳时间、接触稳定时间和最大弹跳幅值均大于铁芯,这是由于铁芯撞击时接触面积较大,在弹跳过程中一直受到电磁力作用,进一步阻止了铁芯的再次弹跳。

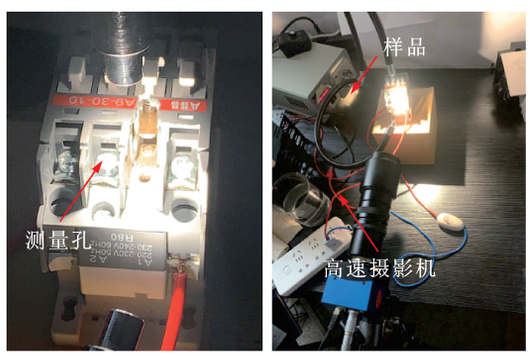
由此可见,铁芯对于触头的影响较大,增加动铁芯接触面积、增大动弹簧质量、减小动触头与动铁芯弹簧刚度系数均可有效减小动触头弹跳的发生。

3 实验分析与验证

3.1 实验方法

为了直观得到触头弹跳的动态全过程,笔者采用高速摄影技术(EoSens-mini2 系统)对 3 个 ABB 公司 A9-30-10 型电磁接触器的同一组触头进行拍景摄影测量。

由于交流接触器合闸过程中触头弹跳时间非常短,一般只有 2~6 ms,为了确保相机可以准确捕捉到弹跳全过程,笔者选择了 128×128 的像素进行拍摄,拍摄速度为每秒 43 540 帧。拍摄布置如图 6 所示。



(a) 接触器样机 (b) 实验设备

(a) Contactor prototype machine (b) Experimental equipment

图 6 拍摄布置

Fig.6 Shooting layout

具体步骤为:①在接触器的一侧正对着触头组位置开测量孔;②将高速摄像机对准触头部位并对焦;③在高速相机中对动触头部位标记并监测,同时调整相机的拍摄参数并启动相机进行拍摄。

3.2 实验结果与分析

图 7 为触头弹跳过程图,图 8 为动触头偏转图。由图可知:动触头在开始运动时,速度缓慢,随着动触头继续向下运动,触头合闸速度明显加快,最终发生猛烈撞击和弹跳;动静触头在碰撞后不仅会产生垂直方向的位移弹跳,而且会沿不同方向倾斜,这使得碰撞后的瞬间,触头会沿接触面产生左右滑移或摆动。

为了得到触头弹跳过程中的量化指标,将图片处理程序应用到 Matlab 软件中对上述所采集到的数据进行分析,首先,通过图片预处理、标定识别、标记中心直线拟合和物坐标系标定与位移曲线生成等步骤处理;其次,对圆(标记中心)的直径进行求解,利用求解结果得到原坐标系与新坐标系之间的线性关系;最后,将各个图片处理结果按照采集的时间序



图 7 触头弹跳过程图

Fig.7 Contact of bounce process

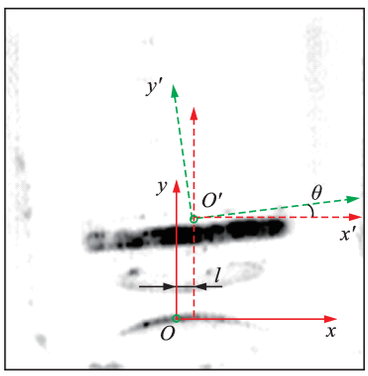


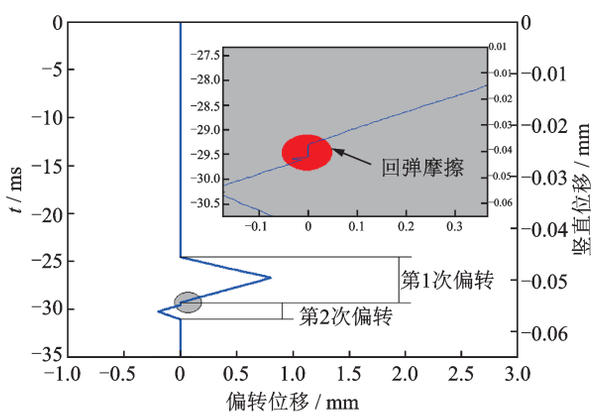
图 8　动触头偏转图

Fig.8　Moving contact deflection diagram

列排列即可得到标记点的位移实时数据。

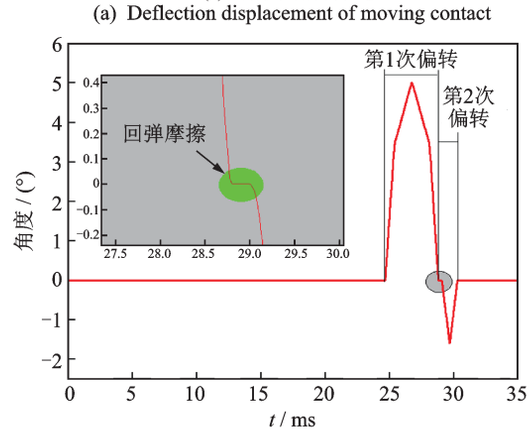
通过选取 1 组测量数据，将触头竖直方向的运动轨迹进行图像处理，得到如图 9 所示的轨迹偏转曲线。

由图 9(a)可知，动触头轨迹发生 2 次偏转，在 24.65 ms时第 1 次偏转开始，27.33 ms时位移方向回转，在 29.11 ms时第 1 次偏转结束，最大偏转位移为 0.81 mm，同时触头发生第 2 次碰撞弹跳，动触头位



(a) 动触头偏转位移

(a) Deflection displacement of moving contact



(b) 动触头偏转角度

(b) Deflection angle of moving contact

图 9　轨迹偏转曲线

Fig.9　Trajectory deflection curve

移偏转反向进行，直至 32.02 ms 偏转结束。结合图 7 和图 8 可知，动触头发生第 1 次碰撞后，开始产生第 1 次偏转，发生第 2 次碰撞后，改变了偏转位移的方向。在 2 次偏转位移方向转化过程中，受碰撞后回弹摩擦的影响，位移会短暂保持竖直不偏转。

同理，由图 9(b)可知，动触头发生位移偏转的同时，还伴随着角度的偏转，其最大偏转角度为 5.03°，且第 1 次偏转位移和偏转角度都远大于第 2 次，这是由于碰撞接触对系统能量的消耗，以及第 2 次触头弹跳的作用远小于第 1 次的影响。

为了进一步分析造成触头产生偏转现象的主要原因，对触头系统的结构进行分析。触桥结构如图 10 所示。由图可知，动触头上与触桥之间通过触头弹簧悬支在触头支架上。接触器闭合时，触头弹簧在电磁力作用下压缩，带动触桥和触头运动。在运行过程中，触头弹簧作用力并不能准确可靠地作用于触桥质心位置，使得触桥两边总有一对触头先于另一对触头发生碰撞和弹跳，因此碰撞后触头在运动中发生倾斜和转动。

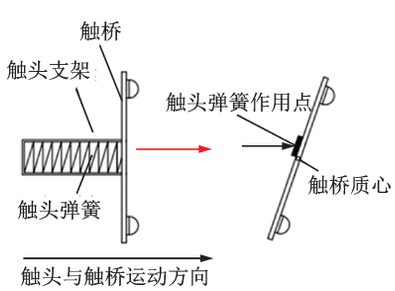


图 10　触桥结构

Fig.10　Contact bridge structure

由此可见，导致动静触头接触时偏转的主要原因为：①触头弹簧作用于触桥结构；②在触头接触瞬间，产生的电弧也会导致触头圆弧与圆弧接触时的侧向滑移。因此，需要提高各部件的加工精度和装配精度，以避免出现这种现象。

3.3　实验验证

将 3 个接触器同一组测量结果取平均值，实验结果如表 3 所示。

将触头的 Matlab 运算结果曲线与实验曲线进行对比，结果如图 11 所示。由图可知：实验曲线与理论曲线总体趋势相同，触头均出现了 2 次明显弹跳，但图中触头在第 1 阶段的实验曲线并不光滑，这是由于接触器在实际运行过程中，动铁芯的移动会造成接触器系统的微小抖动所引起；实验曲线与理论曲线在第

表 3 实验结果

Tab.3 Experiment result

参数	样品 1	样品 2	样品 3	平均值
第 1 次弹跳开始时间/ms	23.47	23.80	23.74	23.67
第 1 次弹跳结束时间/ms	24.65	24.27	24.64	24.52
第 2 次弹跳开始时间/ms	29.11	29.25	28.91	29.09
第 2 次弹跳结束时间/ms	29.28	29.37	29.37	29.34
合闸时间/ms	23.47	23.80	23.74	23.67
弹跳时间/ms	5.81	5.57	5.63	5.67
接触稳定时间/ms	29.28	29.37	29.37	29.34
最大弹跳幅值/mm	0.245	0.254	0.257	0.252

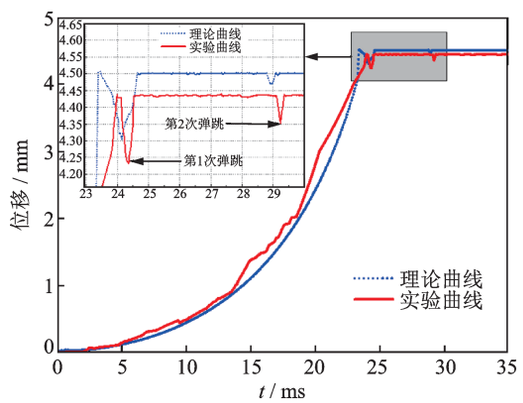


图 11 理论与实验对比曲线

Fig.11 Experimental and theoretical comparison curves

2和第3阶段曲线并未完全贴合,产生的偏差是由于振动模型进行了简化,将触头和触桥作为整体质点处理,而未考虑触头系统的结构对动静触头接触时的偏转作用所导致。

实验与理论触头 2 次弹跳开始时间与结束时间、合闸时间、弹跳时间、接触稳定时间和最大弹跳幅值误差均在 5% 以内,表明实验与理论结果高度一致,验证了理论的准确性和可靠性。

4 结 论

1) 触头第 1 次弹跳早于铁芯开始,晚于铁芯结束,弹跳幅值大于铁芯。触头在碰撞接触后尚未分离,铁芯就发生了碰撞,进一步加剧了触头弹跳。

2) 触头第 2 次弹跳开始和结束时间都晚于铁芯,铁芯第 2 次弹跳发生时,不影响触头的弹跳。触头的弹跳时间、接触稳定时间和最大弹跳幅值均大于铁芯。

3) 动触头轨迹发生 2 次偏转,发生第 1 次碰撞后,开始产生第 1 次偏转,发生第 2 次碰撞后,改变了偏转位移的方向。在 2 次偏转位移方向转化过程中,由于碰撞后回弹摩擦的影响,位移会短暂保持竖直不偏转。

参 考 文 献

[1] SHU L, WU L, WU G, et al. A fully coupled framework of predicting the dynamic characteristics of permanent magnet contactor[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2016,52(8):1-7.

[2] BIAGINI V, BOLOGNESI P, MECHLER G, et al. Multi-domain mechatronic approach for the design of a vacuum contactor actuation drive[C]//2016 International Conference on Electrical Machines (ICEM). [S.l.]: IEEE, 2016:1126-1131.

[3] CHENG S, CAI Z. Design and optimization of energy-saving wind power grid-connected contactor based on nano two-phase composite magnetic materials[C]// 2017 4th International Conference on Electric Power Equipment Switching Technology(ICEPE-ST). [S.l.]: IEEE,2017:209-212.

[4] REN W B, ZHAI G F, CUI L. Contact vibration characteristic of electromagnetic relay[J]. IEICE Transactions on Electronics,2006,89(8):1177-1181.

[5] KLYMENKO B V, PANTELYAT M G. Electromagnetic actuators for medium voltage vacuum switching devices: classification, design, controlling[C]//2017 18th International Symposium on Electromagnetic Fields in Mechatronics, Electrical and Electronic Engineering (ISEF). [S.l.]:IEEE, 2017: 1-2.

[6] 金平,林鹤云,房淑华,等. 永磁接触器的快速磁场分析和动力学预测模型(英文)[J]. 中国电机工程学报, 2010,30(36):16-21.
JIN Ping, LIN Heyun, FANG Shuhua, et al. A rapid magnetic analysis and dynamic prediction model for permanent magnet contactor[J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(36):16-21.(in Chinese)

[7] 贺开华,荣命哲,吴翊,等. 三气隙永磁接触器电磁特性分析[J]. 低压电器,2012(13):6-10.
HE Kaihua, RONG Mingzhe, WU Yi, et al. Analysis of electromagnetic characteristics for three gaps permanent magnet contactor[J]. Low Voltage Apparatus, 2012(13):6-10.(in Chinese)

[8] 林抒毅,许志红. 交流接触器三维动态过程数值计算与分析[J]. 中国电机工程学报,2014,34(18):2967-2975.
LIN Shuyi, XU Zhihong. Simulations and numerical analysis on 3D dynamic process of alternating current contactors[J]. Proceedings of the CSEE,2014,34(18): 2967-2975.(in Chinese)

[9] 林抒毅,许志红. 晃电故障下交流接触器的工作特性

分析[J]. 中国电机工程学报，2011，31(24)：131-137.
LIN Shuyi，XU Zhihong. Performance characteristics of AC contactor during voltage sag[J]. Proceedings of the CSEE，2011，31(24)：131-137.(in Chinese)

[10] 王阳，许志红. 智能电磁接触器吸合过程RBR控制策略[J]. 中国电机工程学报，2019，39(15)：4568-4578.
WANG Yang，XU Zhihong. RBR control strategy for the closing process of intelligent electromagnetic contactors[J]. Proceedings of the CSEE，2019，39(15)：4568-4578.(in Chinese)

[11] 吴敬轩，许志红. 电磁接触器吸合过程无模型自适应控制策略[J]. 中国电机工程学报，2020，40(5)：1663-1672.
WU Jingxuan，XU Zhihong. A model-free adaptive control strategy for actuation of electromagnetic contactors [J]. Proceedings of the CSEE，2020，40(5)：1663-1672.(in Chinese)

[12] 何晓燕，许志红. 交流接触器虚拟样机设计技术[J]. 电工技术学报，2016，31(14)：148-155.
HE Xiaoyan，XU Zhihong. Virtual prototyping technology of AC contactor[J]. Transactions of China Electrotechnical Society，2016，31(14)：148-155.(in Chinese)

[13] 刘兰香，杨文英，王茹，等. 继电器触簧弹跳建模方法与试验研究综述[J]. 电器与能效管理技术，2017(9)：1-8，29.
LIU Lanxiang，YANG Wenying，WANG Ru，et al. Overview on modeling method and experimental research of contact spring bounce for electromagnetic relays[J]. Electrical & Energy Management Technology，2017(9)：1-8，29.(in Chinese)

[14] 杨文英，刘兰香，刘洋，等. 考虑碰撞弹跳的接触器动力学模型建立及其弹跳特性影响因素分析[J]. 电工技术学报，2019，34(9)：1900-1911.
YANG Wenying，LIU Lanxiang，LIU Yang，et al. Establishing of contactor dynamic model considering collision bounce and analysis of influencing factors of bounce characteristics[J]. Transactions of China Electro- technical Society，2019，34(9)：1900-1911.(in Chinese)

[15] 杨文英，刘兰香，贾楠，等. 考虑弹跳的直流接触器动态特性计算方法研究[J]. 电器与能效管理技术，2017(16)：83-88.
YANG Wenying，LIU Lanxiang，JIA Nan，et al. Investigation on the calculation method for dynamic characteristics of DC contactor considering bounce[J]. Electrical & Energy Management Technology，2017(16)：83-88.(in Chinese)

[16] 杨文英，邵帅，周敬，等. 基于Ansys大功率接触器振动特性仿真研究[J]. 电器与能效管理技术，2018(4)：25-28.
YANG Wenying，SHAO Shuai，ZHOU Jing，et al. Vibration characteristic simulation study of high power contactor based on Ansys[J]. Electrical & Energy Management Technology，2018(4)：25-28.(in Chinese)

[17] 杨文英，刘兰香，翟国富. 热场影响下新能源用接触器弹跳特性研究[J]. 电工技术学报，2019，34(22)：4687-4698.
YANG Wenying，LIU Lanxiang，ZHAI Guofu. The bounce characteristics of contactors for new energy under the influence of thermal field[J]. Transactions of China Electrotechnical Society，2019，34(22)：4687-4698.(in Chinese)

[18] 张登科，徐达. 塑壳式断路器触头弹跳时间自动测试台[J]. 低压电器，2010(17)：57-59.
ZHANG Dengke，XU Da. Automatic test equipment of moulded case circuit breaker contact stagger time[J]. Low Voltage Apparatus，2010(17)：57-59.(in Chinese)

[19] 周亮，吴桂初，谢文彬. 基于激光位移器的交流接触器动态测试与分析[J]. 温州大学学报(自然科学版)，2013，34(3)：32-37.
ZHOU Liang，WU Guichu，XIE Wenbin. The dynamic testing and analysis on contactors based on laser probing displacement[J]. Journal of Wenzhou University (Natural Sciences)，2013，34(3)：32-37.(in Chinese)

[20] 陈德为，张培铭. 基于高速摄像机的智能交流接触器动态测试与分析技术[J]. 仪器仪表学报，2010，31(4)：878-884.
CHEN Dewei，ZHANG Peiming. High-speed camera-based intelligent AC contactor dynamic testing and analysis techniques[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument，2010，31(4)：878-884.(in Chinese)

[21] 李亚峰，王发展，王雁琨，等. 接触器触头系统弹跳行为仿真及影响因素分析[J]. 机械科学与技术，2021，40(1)：55-62.
LI Yafeng，WANG Fazhan，WANG Yankun，et al. Bumping behavior simulation and influencing factors analysis of contact system in AC contactor[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering，2021，40(1)：55-62.(in Chinese)



第一作者简介：黄克鹏，男，1995年1月生，硕士、助教。主要研究方向为电气开关、智能电气设备。曾发表《接触器触头弹跳行为规律分析及算法优化》(《重庆大学学报》2021年第44卷第8期)等论文。
E-mail：15502937890@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.019

核反应堆立式主泵泵轴涡动特性研究

李　振[1]，　王洪凯[1]，　袁少波[2]
（1.福建福清核电有限公司　福清，350318）
（2.中国核动力研究设计院　成都，610213）

摘要　针对国内多个核电厂反应堆主泵存在泵轴不稳定涡动导致振动报警的问题，对涡动特性进行了深入研究。首先，对主泵轴进行了转子动力学分析；其次，对主泵振动包括涡动频率、涡动幅值等进行了测试，研究了泵轴涡动的原因及涡动源位置。结果表明：立式主泵轴系半频涡动频率略低于0.5倍频，在0.43～0.49倍频范围内变化；涡动幅值时高时低，但并不呈发散趋势，总体处于动态平衡；主泵轴振动波动的幅度主要由半频涡动的波动幅度决定；主泵轴系的半频涡动为泵轴下部轴承水膜涡动引起，非电机轴油膜涡动引起。为降低轴系涡动的影响，提出了泵轴下部轴承的优化建议。

关键词　主泵；振动；涡动；立式
中图分类号　TH113.1；TM623；TB535

引　言

核电厂反应堆主泵是一回路核心设备，许多学者对主泵振动进行了研究。任朝晖等[1]对主泵转子轴承系统碰摩故障进行分析，发现碰摩刚度、碰摩间隙和不平衡偏心量对碰摩转子系统响应具有重要的影响。袁少波等[2]对秦山三厂主泵振动问题进行了分析，发现抗震垫对主泵振动有较大影响。肖良瑜等[3]发现主泵屏蔽电机半速涡动频率与定子系统固有频率耦合造成电机振动异常。杨璋[4]研究了三轴承支承主泵轴的特性，发现三轴承支承立式结构主泵的振动稳定性较差。李振等[5-6]对主泵现场振动问题进行了分析，指出主泵轴系存在涡动现象。目前，国内多台机组的立式主泵均存在泵轴涡动，给主泵的运行造成一定困扰，亟需对涡动特性进一步深入研究，以便对主泵振动故障进行准确诊断。

笔者以3个核电厂的同型反应堆主泵为研究对象，对主泵轴系进行了转子动力学分析，研究了主泵泵轴的涡动原因，测量并分析了涡动特性，提出了降低涡动的措施，为立式主泵涡动分析和处理提供一定的指导。

1　主泵振动模型的建立与理论分析

立式主泵由电机、泵及联轴器3个部分构成。电机上部布置1个油润滑径向导轴承，下部布置1个径向和推力组合油润滑轴承。推力轴承上部为主瓦，下部为副瓦。电机中下部布置了1个质量较大的飞轮，电机和泵轴通过联轴器连接。泵轴上部为三级机械密封，隔离一回路高温高压放射性冷却剂。在泵轴下部布置1个水润滑石墨导轴承。

由于笔者只研究主泵轴系振动特性，因此只保留轴上主要特征，建立如图1所示的主泵简化物理模型。4个电涡流振动测点位于电机下导轴承和泵联轴器处。在主泵正常运行时，基本不考虑轴向振动，振动测量点只测量径向振动，并忽略推力轴承的动力作用。

将简化的主泵物理模型当作多盘转子进行研究。主泵转子被划分为有限个截面，采用传递矩阵法建立数学模型[7-9]。因主泵上部轴承为奇数，可将主泵转子系统视为各项异性支撑来分析，主泵转子的第i个截面状态矢量$\boldsymbol{Z}_i$与第$i+1$个截面状态矢量$\boldsymbol{Z}_{i+1}$的关系为

$$\boldsymbol{Z}_{i+1}=\boldsymbol{T}_i\boldsymbol{Z}_i+\boldsymbol{F}_i \tag{1}$$

其中：$\boldsymbol{T}_i$为两截面之间构件的传递矩阵；$\boldsymbol{F}_i$为构件的外力状态。

$$\boldsymbol{Z}_i=\begin{bmatrix} f & e \end{bmatrix}_i^{\mathrm{T}}=$$

$$\begin{bmatrix} M_x & Q_x & M_y & Q_y & X & A & Y & B \end{bmatrix}_i^{\mathrm{T}} \tag{2}$$

收稿日期：2020-06-17；修回日期：2020-10-12

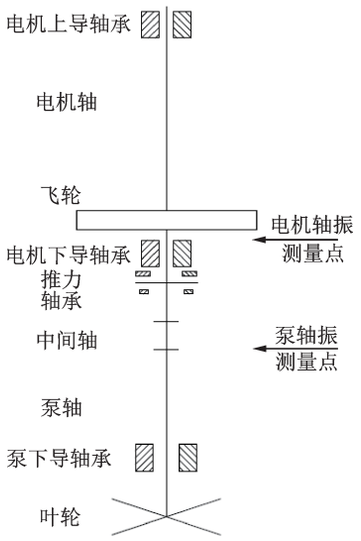


图 1　主泵简化物理模型

Fig.1　Physical model of main coolant pump

其中：M_x，Q_x，X 和 A 分别为截面 i 的 x 向弯矩、剪力、位移和挠角；M_y，Q_y，Y 和 B 分别为截面 i 的 y 向弯矩、剪力、位移和挠角。

$$u_{22i}=\begin{bmatrix} 1-\dfrac{l^3(1-\nu)}{6EJ}(mS^2+K_{sxx}) & l+\dfrac{l^2}{2EJ}I_dS^2 \\ -\dfrac{l^2}{2EJ}(mS^2+K_{sxx}) & 1+\dfrac{l}{EJ}I_dS^2 \\ -\dfrac{l^3(1-\nu)}{6EJ}K_{syx} & -\dfrac{l^2}{2EJ}I_p\omega S \\ -\dfrac{l^2}{2EJ}K_{syx} & -\dfrac{l}{EJ}I_p\omega S \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -\dfrac{l^3(1-\nu)}{6EJ}K_{sxy} & \dfrac{l^2}{2EJ}I_p\omega S \\ -\dfrac{l^2}{2EJ}K_{sxy} & \dfrac{l}{EJ}I_p\omega S \\ 1-\dfrac{l^3(1-\nu)}{6EJ}(mS^2+K_{syy}) & l+\dfrac{l^2}{2EJ}I_dS^2 \\ -\dfrac{l^2}{2EJ}(mS^2+K_{syy}) & 1+\dfrac{l}{EJ}I_dS^2 \end{bmatrix}_i;$$

l，m，E 和 J 分别为构件的长度、质量、材料弹性模量和轴端截面积；I_d，I_p 分别为直径转动惯量和极转动惯量；$\nu=6EJ/(k_tGAl^2)$，为考虑剪切的影响系数，k_t 为截面系数，G 为剪切模量，A 为截面积；ω 为转速；S 为复数频率。

$\boldsymbol{u}_{11i}$ 和 $\boldsymbol{u}_{21i}$ 只与构件自身物理性质有关。$\boldsymbol{u}_{12i}$ 和 $\boldsymbol{u}_{22i}$ 除了与构件自身物理性质有关外，还与该段总支撑的刚度系数 K_{sxx}，K_{sxy}，K_{syx} 和 K_{syy} 有关。这 4 个刚度系数组成总支撑矩阵 $\boldsymbol{K}_S$ 为

$$\boldsymbol{K}_S=[\boldsymbol{K}+S\boldsymbol{C}][\boldsymbol{K}+S\boldsymbol{C}+\boldsymbol{K}_b+S\boldsymbol{C}_b+S^2\boldsymbol{m}_b]^{-1}[\boldsymbol{K}_b+S\boldsymbol{C}_b+S^2\boldsymbol{m}_b] \tag{4}$$

其中：$\boldsymbol{K}_b$，$\boldsymbol{C}_b$ 和 $\boldsymbol{m}_b$ 分别为轴承座的刚度矩阵、阻尼矩阵和质量矩阵。

立式主泵整体坐落在泵壳上，水平方向无固定支撑，因此不考虑轴承座的刚度、阻尼和质量，轴系的运动只与轴承的刚度矩阵 $\boldsymbol{K}$ 和阻尼矩阵 $\boldsymbol{C}$ 有关

$$\boldsymbol{T}_i=\begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} \\ u_{21} & u_{22} \end{bmatrix}_i \tag{3}$$

其中：$u_{11i}=\begin{bmatrix} 1 & l & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i$；

$$u_{12i}=\begin{bmatrix} -l(mS^2+K_{sxx}) & I_dS^2 & -lK_{sxy} & I_p\omega S \\ -(mS^2+K_{sxx}) & 0 & -K_{sxy} & 0 \\ -lK_{syx} & -I_p\omega S & -l(mS^2+K_{syy}) & I_dS^2 \\ -K_{syx} & 0 & -(mS^2+K_{syy}) & 0 \end{bmatrix}_i;$$

$$u_{21i}=\begin{bmatrix} \dfrac{l^2}{2EJ} & \dfrac{l^3}{6EJ}(1-\nu) & 0 & 0 \\ \dfrac{l}{EJ} & \dfrac{l^2}{2EJ} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dfrac{l^2}{2EJ} & \dfrac{l^3}{6EJ}(1-\nu) \\ 0 & 0 & \dfrac{l}{EJ} & \dfrac{l^2}{2EJ} \end{bmatrix}_i;$$

$$\begin{cases} \boldsymbol{K}=\begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{C}=\begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \end{cases} \tag{5}$$

其中：k_{xx}，k_{yy} 为 x，y 方向的液膜刚度系数；k_{xy}，k_{yx} 为 x，y 方向的交叉液膜刚度系数；c_{xx}，c_{yy} 为 x，y 方向的液膜阻尼系数；c_{xy}，c_{yx} 为 x，y 方向的交叉液膜阻尼系数。

式(5)中：k_{xx} 和 k_{yy} 对应的保守弹性力，轴心涡动 1 周，其总做功为 0；c_{xx} 和 c_{yy} 对应的阻尼力，其恒做负功将消耗能量；k_{xy} 和 k_{yx} 对应非保守弹性力；c_{xy} 和 c_{yx} 对应的阻尼力，在 1 周中做功可正可负，即可向转子系统输入能量或者耗散能量。如果 1 周涡动中，输入能量小于阻尼耗散能量，涡动将越来越小；若输入能量大于阻尼耗散能量，涡动越来越大，系统将失稳。

对于多盘转子系统，将各截面状态联立，可建立

整体运动学矩阵方程为

$$M\ddot{X} \mp \mathrm{i}\omega_0 G\dot{X} + C\dot{X} + KX = F \tag{6}$$

其中：M为质量矩阵；i为虚数单位；ω_0为转动角频率对角阵；G为陀螺矩阵；C和K分别为包括轴承及轴系的阻尼矩阵和刚度矩阵；F为外部激励矩阵；$X,\dot{X},\ddot{X}$分别为广义位移、速度、加速度坐标列阵。

对于该主泵，外部激励主要是较为稳定的不平衡和不对中激励，该类激励一般不是诱发不稳定涡动的因素。由图1分析可知，引起轴系不稳定的运动可能由3个轴承非保守弹性力引起，但具体是由哪个轴承所引起，需要进一步对涡动进行测量和分析。

2 涡动特性测试分析

2.1 涡动频率

图2为泵轴振动频谱图，拾取的信号为图1中主泵轴振信号。图中振幅最大的3个频率分别为11.9，25和49.4 Hz，分别对应接近基频频率的一半（简称半频，记为0.5X）、1倍频（基频，即转频，记为1X）和2倍频（记为2X）。其中，0.5X的幅值约为102 μm，超过了1X的幅值。

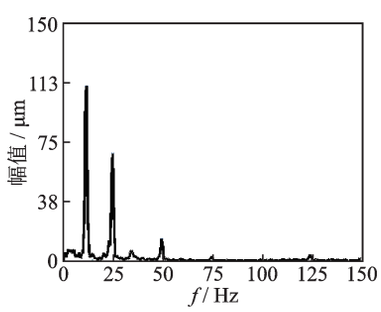


图2 泵轴振动频谱图

Fig.2 Pump shaft vibration spectrum

主泵轴振动与2个因数有关：①外力振动；②自激振动，这部分与其自身传递矩阵振动参数有关。1X和2X主要由不平衡和不对中引起，属于外力振动；0.5X不是基频的一半，而是略小于基频的一半，与交叉刚度和阻尼有关。根据转子动力学理论可知，这是一种典型的自激涡动。表1为某段时间内12次精细频谱分析中0.5X频率的数值。由表可见，半频频率在10.75～12.20 Hz分布，对应0.43X～0.49X，其频率并不固定，呈随机性变化。

从测试得到的涡动频率可见，轴系出现了半频涡动，其中存在非保守弹性力，且非保守弹性力引起的频率一直在变化。

表1 半频涡动频率

Tab.1 Half whirl frequency

序号	半频频率值/Hz	对应倍频
1	11.60	0.47
2	11.50	0.46
3	11.63	0.47
4	11.67	0.47
5	12.16	0.49
6	11.67	0.47
7	11.51	0.46
8	11.39	0.46
9	12.20	0.49
10	11.55	0.47
11	12.06	0.49
12	10.75	0.43

2.2 涡动幅值

根据2.1节可知，泵轴振动主要由1倍频和半频2种频率组成。图3所示为主泵处于稳定运行阶段随机取60 s内泵轴振动通频幅值（即所有频率均计入的振动幅值）、1X幅值和0.5X幅值特性趋势。由图可见：通频幅值出现较大波动，其波动幅度约为100 μm；1X较为稳定，其波动幅度小于25 μm；0.5X波动幅度较大，波动幅度达到125 μm。分析通频、1X和0.5X的幅值波动特征可知，波动并无明显规律，属于随机性波动，通频幅值波动趋势与半频幅值波动趋势基本一致。由此可见，泵轴振动幅值波动是由于半频涡动幅值波动所引起。

由第1节理论分析可知，在每1周涡动中，输入能量和耗散能量可能呈现不同情况。从半频涡动幅值总体趋势来看，涡动没有持续发散，而是时高时低，转轴系统状态总体处于动态变化，没有最终失稳。由此可见，转轴系统的输入能量时而大于耗散能量，时而小于耗散能量，但总体处于一种动态稳定状态。

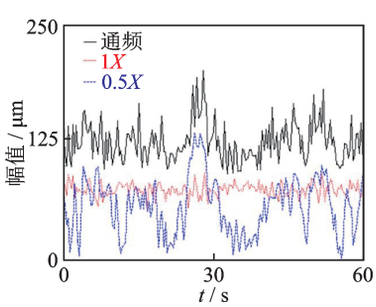


图3 幅值特性趋势

Fig.3 Amplitude characteristic trend diagram

2.3　涡动源

涡动的起源主要是由于轴承的交叉刚度系数 k_{xy}，k_{yx} 和阻尼系数 c_{xy}，c_{yx} 的油膜力做正功。由图 2 可看出，主泵轴系共有 3 处径向滑动轴承，理论上此 3 处均有可能发生涡动。为了确认涡动位置，对图 2 中电机轴振测量点的振动信号进行频谱分析。图 4，5 分别为电机在空载和带载情况下振动频谱图。

如图 4 所示，电机轴振的优势频率为 25 Hz，其幅值为 46 μm，其他频率成分幅值非常小，可忽略不计。图 5 中，电机带载时优势频率与图 3 一致，幅值也接近。在图 4，5 中均未发现涡动频率，可排除电机上导轴承和下导轴承涡动的可能性。因此，可推断泵轴的涡动为泵下导轴承所引起，该处润滑冷却剂为水，因而主泵泵轴涡动非油膜涡动，而是水膜涡动。

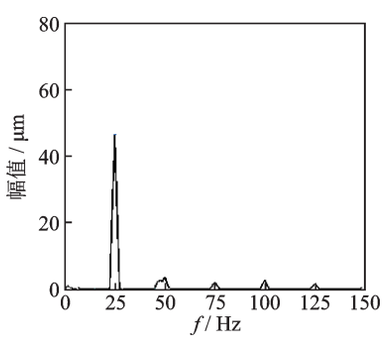


图 4　电机空载频谱

Fig.4　No-load motor spectrum

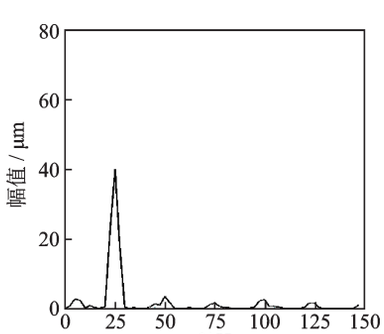


图 5　电机带载频谱

Fig.5　On-load motor spectrum

3　降低涡动措施分析

根据转子动力学理论可知，降低轴系涡动，需减小 k_{xy}，k_{yx} 对应的非保守弹性力及 c_{xy}，c_{yx} 对应的阻尼力。结合流体轴向周向流动 $\lambda\omega$ 理论[10]，降低主泵轴系涡动措施分析如下。

1）增大偏心率。在安装阶段将泵轴下部的水导轴承处进行一定偏置，使其增大偏心率。该方法在理论上可行，但实际中偏置量难以定量设置，需要在大量实践后才能实施。

2）增大不平衡量或者不对中。该方法可在一定程度上抑制轴的涡动现象，但不平衡或不对中均会增加泵轴本身的振动，需要在 1X 幅值和涡动幅值之间进行权衡。

3）调整轴封水。主泵轴封水注入泵内后分两部分，一部分流向机械密封，另一部分流向泵下导轴承。通过调整轴封水流量，利用轴向流动干扰泵轴的周向流动，打破泵原有的涡动平衡，形成新的涡动平衡。因每台泵的涡动情况不完全一样，因此该方法的效果存在一定的不确定性。

4）反漩涡技术。在泵下导轴承处改变轴封水进入轴承的方向，以降低该处液体的平均周向速度比。该方法需要对水导轴承的液体入口结构设计进行一定的改进。

5）改进轴承形状。目前，泵下导轴承为圆筒型，轴颈易发生涡动现象。若优化轴承和轴的间隙，可以改善水膜的刚度，但会影响轴封水的分配。如果间隙减小过多，还会增大轴承磨损的风险，因此不建议对间隙进行改变。针对圆筒型轴承的涡动问题，可采用两油槽、椭圆轴承、错位轴承、三油楔以及可倾瓦轴承等其他型式的轴承。图 6 为几种常见的改进型轴瓦结构示意图，可以降低涡动。该方法不需改变泵内部结构，不影响轴封水分配，改动量较小。

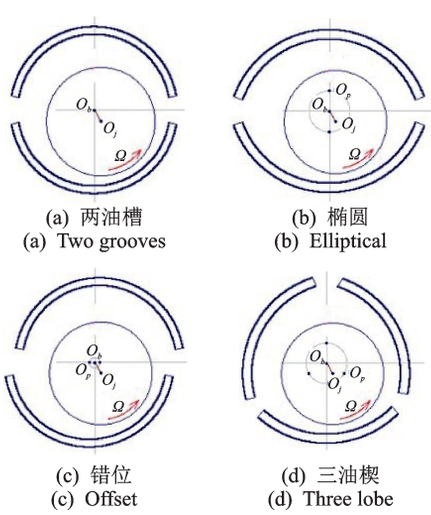


图 6　几种常见改进型轴瓦

Fig.6　Several common types of improved bearing

4 结 论

1) 立式主泵轴系半频振动是一种自激水膜涡动。半频涡动频率略低于0.5倍频,频率值在小范围内变化。

2) 涡动并非持续稳定,涡动幅值时大时小,但并不呈发散趋势,总体处于动态平衡。

3) 主泵轴振动的波动由半频涡动引起,其波动幅度也由半频涡动幅度决定。

4) 主泵轴系的半频涡动为泵轴下部导轴承水膜涡动引起,不是电机轴油膜涡动引起。

5) 建议对轴瓦的形状进行优化,以降低轴系涡动故障。

参 考 文 献

[1] 任朝晖,陈宏,李鹤,等. 某核电站主泵转子-轴承系统碰摩故障分析[J]. 振动、测试与诊断, 2006, 26(3): 171-174.
REN Zhaohui, CHEN Hong, LI He, et al. Rubbing fault analysis for rotor-bearing system of nuclear power plant[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2006, 26(3): 171-174.(in Chinese)

[2] 袁少波,陈志高,郭龙章,等. 秦山第三核电厂1#机组3#主泵振动处理[J]. 核动力工程, 2015, 36(5): 108-110.
YUAN Shaobo, CHEN Zhigao, GUO Longzhang, et al. Assessment of 3# primary pump vibration of unit 1 in Qinshan NPP3[J]. Nuclear Power Engineering, 2015, 36(5): 108-110.(in Chinese)

[3] 肖良瑜,李建伟,宋大凤,等. 立式屏蔽电机半速涡动异常振动试验分析[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(2): 316-321.
XIAO Liangyu, LI Jianwei, SONG Dafeng, et al. Analysis of abnormal vibration of half speed eddy for vertical canned motor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2): 316-321.(in Chinese)

[4] 杨璋. 三轴承支承主泵振动特性研究[J]. 核动力工程, 2015, 36(3): 84-77.
YANG Zhang. Study on vibration characteristics of three bearing supporting main coolant pump[J]. Nuclear Power Engineering, 2015, 36(3): 84-77.(in Chinese)

[5] 李振. 核电厂主泵振动报警诊断与治理[J]. 水泵技术, 2017(3): 38-41.
LI Zhen. Diagnose and treatment of vibration alarm of main coolant pump in nuclear power plants[J]. Pump Technology, 2017(3): 38-41.(in Chinese)

[6] 李振,袁少波. 核电厂主泵轴振异常分析[J]. 核动力工程, 2019, 40(1): 167-171.
LI Zhen, YUAN Shaobo. Analysis for abnormal shaft vibration of main coolant pump in nuclear power plants[J]. Nuclear Power Engineering, 2019, 40(1): 167-171.(in Chinese)

[7] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学[M]. 北京:机械工业出版社, 2000: 5-13.

[8] 钟一谔,何衍宗,王正,等. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社, 1987: 21-24.

[9] 顾家柳. 转子动力学[M]. 北京:国防工业出版社, 1985: 79-91.

[10] MUSZYNSKA A. Whirl and whip-rotor/bearing stability problem[J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 110(3): 443-462.



第一作者简介:李振,男,1986年1月生,硕士、高级工程师。主要研究方向为振动测试与故障诊断。曾发表《核电厂主泵轴振异常分析》(《核动力工程》2019年第40卷第1期)等论文。
E-mail:lizhen276@163.com。

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.020

艏摇运动下船用转子系统的非线性动力学特性*

史阳旭， 李 明， 杜晓蕾
（西安科技大学力学系 西安，710054）

摘要 考虑艏摇运动，基于短轴承油膜力理论建立了船用转子-轴承系统的动力学模型，理论分析显示系统运动微分方程具有较强的几何非线性。受到艏摇运动影响，转子会相对轴瓦产生偏转，受到非线性油膜力矩等多种作用力。采用数值方法，分析了艏摇运动影响下转子的非线性动力学特性及其相对轴瓦产生的偏转运动，研究了艏摇幅值及频率比对转子运动的影响。结果表明：当转速较低时，转子相对轴瓦产生的偏转较大；当转速较高时，艏摇使得转子能够进入混沌运动状态。转子振幅及其相对轴瓦的偏转随着艏摇幅值的增大而增大。随着频率比的减小，艏摇运动对转子影响逐渐减弱。

关键词 非线性动力学；船用转子系统；艏摇运动；轴承油膜力；稳态响应；混沌
中图分类号 TH113.1；O322

1 问题的引出

船舶在航行过程中，总是会受到各种未知航行因素的影响，如风、浪等，使得船体发生如图1所示的牵连运动，具体包括艏摇、横摇、纵摇、横荡、纵荡及垂荡。艏摇作为一种对舰船稳定运行影响较大的牵连运动，目前对其研究主要关注的是艏摇对船体结构动力学响应的影响。文献[1]研究了船舶在波浪漂移力作用下的艏摇运动，采用数值模拟和实验相结合的方式，验证了其数学模型能够准确模拟非线性效应和预测运动不稳定性。刘利琴等[2]建立了规则波浪中船舶的横摇运动方程，分析了不同甲板上浪对船舶横摇运动的影响。李冬琴等[3]通过对船模纯横荡及纯首摇运动进行数值仿真研究，对比了侧向力及转首力矩的仿真计算结果及实验结果。虽然舰船运动频率远低于转子系统，但这种低频率、大位移的牵连运动会通过船体将能量传递给转子系统，从而对转子系统动力学特性产生重要影响。因此，研究牵连运动下船用转子-轴承系统的动力学特性显得尤为必要。

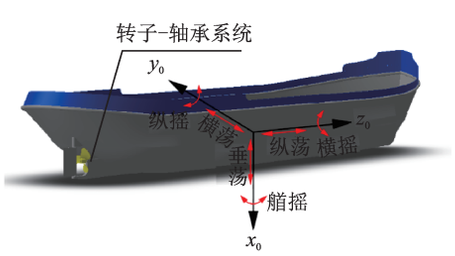


图1 舰船牵连运动示意图

Fig.1 Schematic diagram of marine transport motion

对于牵连运动下转子-轴承系统动力学特性的相关研究目前多集中于航空领域。张鹏[4]研究了机动转弯和螺旋前进机动这2种特定飞行动作对转子动力学特性的影响，分析了转子响应随各机动参数的变化规律。文献[5-7]考虑正弦机动飞行和水平盘旋飞行2种运动，以带有立方非线性弹性支承的转子系统作为研究对象，进行了局部分岔及全局分岔的相关动力学特性研究。祝长生等[8-9]研究了飞机任意机动飞行条件下具有多盘、多质量和多轴承的不平衡柔性转子系统的动力学特性。Han等[10-11]研究了在裂纹故障存在时转子-轴承系统的动力学特性，以及在转动牵连运动下柔性转子系统所表现出来的参数不稳定性。Liu等[12]研究了无舵四旋翼无人机在滚转和偏航时旋翼的动力学特性，并设计控制器实现对无人机滚转及偏航控制的解耦。在舰船牵连运动对转子-轴承系统动力学特性影响的相关研究中，Dakel等[13-14]采用轴和盘具有不对称性的转子模型，研究了包括平移和旋转共6个自由度的摇荡运动对舰载转子系统动力学特性的影响。Zhang等[15-16]通过将基础运动与油膜力耦合，建立了考虑船舶纵摇、横摇运动及非线性油膜力的转子-轴承系统的动力学模型，研究了具有不平衡质量系统的动力学特性。

当艏摇运动存在时，转子轴颈会相对轴瓦产生

* 国家自然科学基金资助项目（11972282）；陕西省自然科学基金重点资助项目（2018JZ1001）
收稿日期：2020-06-13；修回日期：2020-09-13

倾斜，使转子受到油膜力矩影响，运动特性变得复杂。笔者基于短轴承理论，考虑油膜力矩，推导了艏摇运动下转子-轴承系统的运动微分方程，在分析转子系统稳态响应时，除轴心轨迹、时域响应、频谱响应及庞加莱截面外，还分析了转子轴颈轨迹，以充分说明艏摇运动对转子-轴承系统动力学特性的影响。

2 艏摇运动下转子-轴承系统的数学模型

2.1 运动方程

建立转子-轴承系统受船体牵连运动影响的力学模型如图2所示，转子-轴承系统剖面图如图3所示。其中：O_l为z轴负方向轴颈几何中心；O_r为z轴正方向轴颈几何中心。为方便问题讨论，特作如下假设：①系统转子为刚性轴段；②轴承为短轴承；③圆盘质量为m，偏心距为e，沿y轴、z轴的转动惯量分别为J_1和J_2。O_0-$x_0y_0z_0$为固定在地面的惯性参考系，O_1-$x_1y_1z_1$为船体相对直角坐标系，O-xyz为转子直角坐标系。

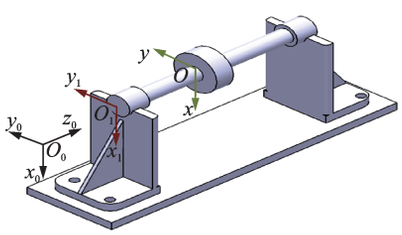


图2 转子-轴承系统示意图

Fig.2 Schematic diagram of rotor-bearing system

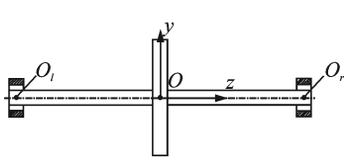


图3 转子-轴承系统剖面图

Fig.3 Section of rotor-bearing system

设圆盘位移为x，y；圆盘角位移为θ_x，θ_y；载体角位移为θ_0。基于短轴承理论，考虑艏摇运动对转子-轴承系统的影响，求得在艏摇运动影响下系统动能为

$$T=\frac{1}{2}m\left[(\dot{x}+e\omega\cos\omega t)^2+\left(y+e\omega\cos\omega t\right)^2\dot{\theta}_0{}^2+\left(\dot{y}-e\omega\sin\omega t\right)^2\right]+\frac{1}{2}J_1\left[\left(\dot{\theta}_x+\dot{\theta}_0\right)^2+\dot{\theta}_y{}^2\right]+\frac{1}{2}J_2\left[\omega^2+2\omega\left(\dot{\theta}_x+\dot{\theta}_0\right)\sin\theta_y\right]+\frac{1}{2}(J_1+J_2)\left(\dot{\theta}_x+\dot{\theta}_0\right)^2\sin^2\theta_y \tag{1}$$

根据模型假设，圆盘和轴段均为刚性，因此系统势能仅包含重力势能，其表达式为

$$U=-mg(x+e\sin\omega t) \tag{2}$$

转子的广义坐标为x，y，θ_x和θ_y，各个坐标所对应广义力的表达式分别为：$Q_x=F_{x1}+F_{x2}$；$Q_y=F_{y1}+F_{y2}$；$Q_{\theta x}=F_{y2}l-F_{y1}l$；$Q_{\theta y}=F_{x1}l-F_{x2}l$。

根据Lagrange方程可得转子-轴承系统的运动方程为

$$\begin{cases} m\ddot{x}=mg+me\omega^2\sin\omega t+F_{x1}+F_{x2} \\ m\ddot{y}=my\dot{\theta}_0^2+m\dot{\theta}_0^2e\cos\omega t+m\omega^2e\cos\omega t+F_{y1}+F_{y2} \\ J_1\ddot{\theta}_x=-2\theta_y\dot{\theta}_y(J_1+J_2)\left(\dot{\theta}_x+\dot{\theta}_0\right)-J_2\omega\dot{\theta}_y-J_1\ddot{\theta}_0+F_{y2}l-F_{y1}l \\ J_1\ddot{\theta}_y=\theta_y(J_1+J_2)\left(\dot{\theta}_x+\dot{\theta}_0\right)^2+J_2\omega\dot{\theta}_x+J_2\omega\dot{\theta}_0+F_{x1}l-F_{x2}l \end{cases} \tag{3}$$

其中：ω为转子转速；F_{x1}，F_{x2}分别为2个轴承在x方向的油膜力；F_{y1}，F_{y2}分别为2个轴承在y方向的油膜力。

理论分析显示，系统除受到非线性油膜力作用外，还受到陀螺力矩、艏摇惯性力矩及油膜力矩的影响，表明系统具有几何非线性特性。

2.2 无量纲化运动方程

为简化问题及增加研究问题的适用范围，用表1所示的无量纲量对式(3)中的各物理量进行无量纲化。其中：R为轴承半径；$\bar{\sigma}$为Sommerfeld数；B为轴承长度。

基于现有研究[15]，假定船体摆动规律表达式为

表1 无量纲参数表达式

Tab.1 The expression of dimentionless parameter

参数描述	表达式
无量纲时间τ	$\tau=\omega t$
无量纲偏心率α	$\alpha=e/c$
无量纲转速Ω_0	$\Omega_0=\omega\sqrt{c/g}$
无量纲油膜力f_{xi}	$f_{xi}=F_{xi}/mg$，$i=1$，2
长径比λ	$\lambda=B/2R$
无量纲重力矩M	$M=mgl/J_1\Omega_0^2$
转子无量纲位移X	$X=x/c$
转子无量纲位移Y	$Y=y/c$
无量纲Sommerfeld数σ	$\sigma=\bar{\sigma}/m\sqrt{gc}$
无量纲油膜力f_{yi}	$f_{yi}=F_{yi}/mg$，$i=1$，2
无量纲转动惯量J	$J=J_2/J_1$
无量纲频率比η	$\eta=\omega/\omega_0$

$\theta_0=A_0\sin(\omega_0 t)$，其中 A_0 为艏摇运动振幅，一般用弧度表示，无量纲，故 θ_0 也是无量纲的量。记：$\dot{x}=\mathrm{d}x/\mathrm{d}t$，$\dot{y}=\mathrm{d}y/\mathrm{d}t$，$X'=\mathrm{d}X/\mathrm{d}\tau$，$Y'=\mathrm{d}Y/\mathrm{d}\tau$，则无量纲化运动方程为

$$\begin{cases} X''=\dfrac{1}{\Omega_0^2}+\alpha\sin\tau+\dfrac{f_{x1}}{\Omega_0^2}+\dfrac{f_{x2}}{\Omega_0^2} \\ Y''=Y\theta_0'^2+\alpha\cos\tau+\dfrac{f_{y1}}{\Omega_0^2}+\dfrac{f_{y2}}{\Omega_0^2} \\ \theta_x''=-\theta_0''-J\theta_y'-2(1+J)\theta_y\theta_y'(\theta_x'+\theta_0')+ \\ \qquad Mf_{y2}-Mf_{y1} \\ \theta_y''=J\theta_x'+J\theta_0'+(1+J)\theta_y(\theta_x'+\theta_0')^2+ \\ \qquad Mf_{x1}-Mf_{x2} \end{cases} \tag{4}$$

其中：f_{x1}，f_{x2} 分别为 2 个轴承在 x 方向的无量纲油膜力；f_{y1}，f_{y2} 分别为 2 个轴承在 y 方向的无量纲油膜力。

本研究采用的油膜力模型[17]为

$$\begin{cases} f_r=\dfrac{\sigma\lambda^2\Omega_0\left[\left(1-2\varphi'\right)G_1+2e'G_2\right]}{3} \\ f_\tau=\dfrac{\sigma\lambda^2\Omega_0\left[\left(1-2\varphi'\right)G_3+2e'G_4\right]}{3} \end{cases} \tag{5}$$

其中：$G_1=\dfrac{2\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2}$；$G_2=\dfrac{\pi(1+2\varepsilon^2)}{2(1-\varepsilon^2)^{5/2}}$；$G_3=\dfrac{\pi\varepsilon}{2(1-\varepsilon^2)^{3/2}}$；$G_4=\dfrac{2\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2}$；$\varepsilon$ 为轴颈偏心率。

将式(5)进行坐标变换后可得

$$\begin{cases} f_x=-f_r\cos\varphi-f_\tau\sin\varphi \\ f_y=-f_r\sin\varphi-f_\tau\cos\varphi \end{cases} \tag{6}$$

其中：$\cos\varphi=\dfrac{x}{e}$；$\sin\varphi=\dfrac{y}{e}$；$e=\sqrt{x^2+y^2}$；$\dfrac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t}=\dfrac{\dot{y}x-\dot{x}y}{e^2}$；$\dfrac{\mathrm{d}e}{\mathrm{d}t}=\dfrac{x\dot{x}-y\dot{y}}{e}$。

3　非线性动力学特性分析

由于式(4)具有强非线性特性，所以笔者采用数值分析方法进行求解。对比分析有无艏摇运动下转子-轴承系统的非线性动力学特性，并通过转子轴颈轨迹分析了艏摇对转子偏转的影响。

3.1　无艏摇运动下转子-轴承系统的动力学特性

图 4 为无量纲转速 $\Omega_0=0.1\sim3.6$ 时，转子-轴承系统在不受艏摇运动影响下的分岔图及最大 Lyapunov 指数，系统参数为：$\sigma=3$；$\alpha=0.05$；$\lambda=0.2$。系统此时主要受不平衡力和非线性油膜力作用。由图可见：在低转速即 $\Omega_0=0.1\sim2.24$ 时，系统稳态响应主要是受到转子不平衡惯性力的影响，此时转子位移幅值较小，但是在 $\Omega_0=1.1$ 附近有明显的先减小后增大的趋势，在此转速变化区间内转子动力学特性表现为周期 1；当 $\Omega_0=2.25\sim2.6$ 时，转子稳态响应幅值急剧增大，出现倍周期分岔，由周期 1 变为周期 2 运动；随着转速的提高，当 $\Omega_0=2.61\sim2.85$ 时，系统由周期 2 运动过渡为周期 1，且转子在 y 方向上的位移趋于稳定，振幅较小，系统整体趋于稳定状态；当 $\Omega_0=2.86\sim3.6$ 时，系统振幅逐渐变大，由周期 1 逐渐变为拟周期。因此，无艏摇运动时转子-轴承系统的动力学行为是周期 1→周期 2→周期 1→拟周期。可以看出，在不平衡力和非线性油膜力作用下，系统表现出较为丰富的动力学特性。

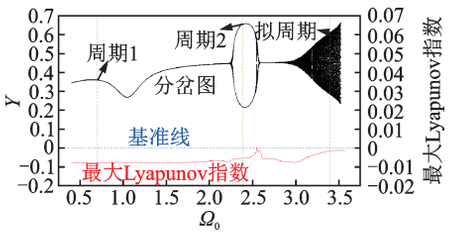


图 4　无艏摇运动下转子-轴承系统的分岔图及最大 Lyapunov 指数

Fig.4　The bifurcation diagram of the rotor-bearing system and it's largest Lyapunov exponents without yawing motion

3.2　艏摇运动下转子-轴承系统的动力学特性

图 5 为无量纲转速 $\Omega_0=0.1\sim3.6$ 时，转子-轴承系统在艏摇运动影响下的分岔图及最大 Lyapunov 指数，系统参数为：$\sigma=3$；$\alpha=0.05$；$\lambda=0.2$；$A_0=0.26$。此时系统受到艏摇运动、不平衡质量和非线性油膜力共同作用。由图可见：在较低转速即 $\Omega_0=0.1\sim2.24$ 时，转子系统在 y 方向的位移不大，对比图 4，与无艏摇运动影响下转子的位移无较大差别，但位移幅值较大，且在此段时间内系统最大

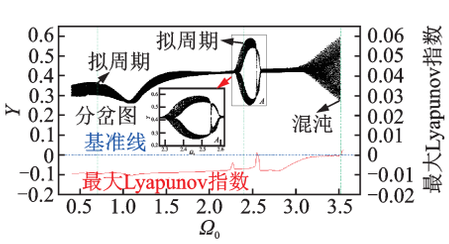


图 5　艏摇运动下转子-轴承系统的分岔图及最大 Lyapunov 指数

Fig.5　The bifurcation diagram of the rotor-bearing system and it's largest Lyapunov exponents under yawing motion

Lyapunov 指数始终小于 0，可以判断系统表现为拟周期运动；随着转速的提高，当 Ω_0=2.25～2.6 时，转子系统位移变化较为剧烈，对比无艏摇运动影响下的分岔图可以看出，不同于无艏摇时的周期 2 运动，在艏摇运动影响下，系统此时表现为拟周期特性；随着转子转速的进一步提高，当 Ω_0=2.61～3.53 时，系统此时依然表现为拟周期，但位移幅值有逐渐变大的趋势，系统的最大 Lyapunov 指数依然小于 0；当 Ω_0=3.54～3.6 时，在艏摇运动、不平衡质量及非线性油膜力共同作用下，系统最大 Lyapunov 指数大于 0，在此高转速下系统进入混沌状态，而无艏摇运动影响时，系统此时表现为拟周期运动。可以看出，在艏摇运动影响下，系统表现出更加丰富的动力学特性。

图 6 为在艏摇运动影响下，当系统参数 σ=3，α=0.05，λ=0.2，A_0=0.26，η=138.9 和 Ω_0=0.7 时转子系统的稳态响应。可以看出：轴心轨迹是由一系列椭圆叠加而成，而左右两侧的轴颈轨迹则以 U 形或倒 U 形在 y 方向上做轨迹为椭圆的振荡运动，对比 O_l 与 O_r 轨迹可知，此时转子产生较大偏转，将使转子受到油膜力矩作用，转子运动十分复杂；在时域响应图中，系统在 y 方向振幅较小且变化范围不大，但随着 τ 变化，位移变化较大，这说明此转速下艏摇运动会对转子系统位移产生较大影响；在频谱图中，艏摇引起的频率 f_0 占主要成分，此时艏摇对转子的动力学特性影响起主导作用，不可忽略的还有转子系统的工频 f 及其倍频 $2f$ 和 $3f$，此外组合频率 $(f_0+f)/2$，$3(f_0+f)/2$ 的出现说明转子此时的运动已经较为复杂，存在油膜半频涡动现象，并且这种现象是由艏摇运动引起的；此时庞加莱截面为封闭曲线，系统最大 Lyapunov 指数为 −0.009 7，可以认为系统此时为拟周期运动。

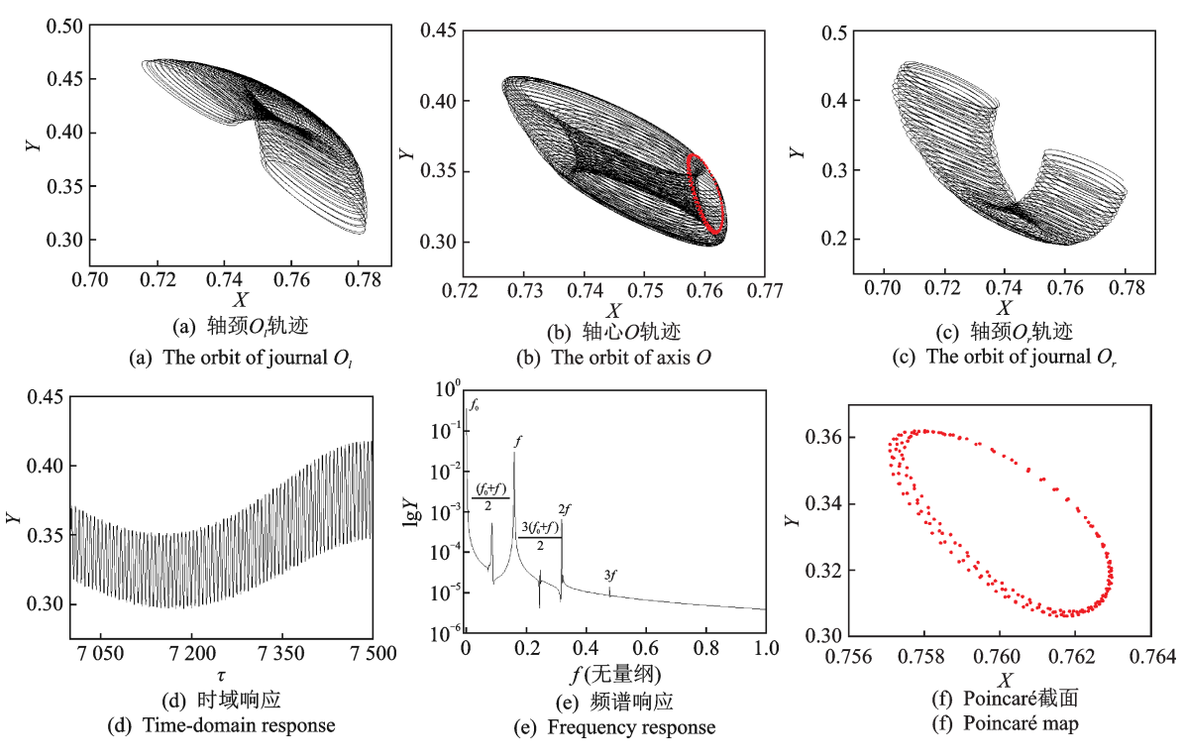


图 6　A_0=0.26，η=138.9，Ω_0=0.7 时转子系统的稳态响应

Fig.6　The steady state response of the rotor system when A_0=0.26，η=138.9，Ω_0=0.7

图 7 为在艏摇运动影响下，当系统参数 σ=3，α=0.05，λ=0.2，A_0=0.26，η=384.6 和 Ω_0=1.9 时转子系统的稳态响应。可以看出：此时 O_l，O_r 轨迹与轴心轨迹呈现出一定的相似性，都为椭圆沿着 y 方向的叠加，但两侧轴颈的轨迹叠加范围均大于轴心，这说明在艏摇运动下，转子相对轴瓦产生偏转，但此时偏转相对图 6 较小，可以判断随着转速提高，转子相对轴瓦产生偏转减小；在时域响应图中，转子在 y 方向位移虽有随 τ 缓慢变化的趋势，但是也逐渐趋于稳定，振幅变化不大；在频谱图中，$2f$ 倍频的继续出现说明此时系统具有同步运动特性，对比图 6（e），组合频率 $(f_0+f)/2$ 的幅值降低说明系统此时油膜半频涡动减弱，转子运动逐渐趋于稳定状态；庞加莱截面表现为一条较短的线，此时最大 Lyapunov 指数为 −0.008 68，可以判断此时系统为拟周期运动。

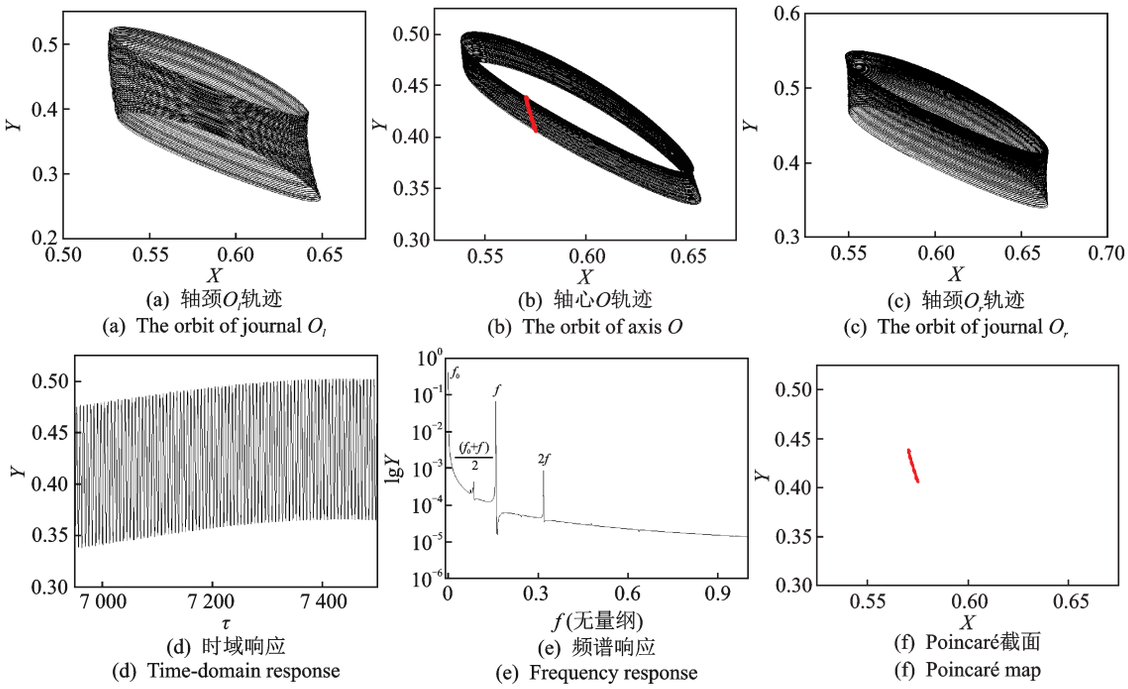


图 7　$A_0=0.26$，$\eta=384.6$，$\Omega_0=1.9$时转子系统的稳态响应

Fig.7　The steady state response of the rotor system when $A_0=0.26$，$\eta=384.6$，$\Omega_0=1.9$

图 8 为在艏摇运动影响下，当系统参数 $\sigma=3$，$\alpha=0.05$，$\lambda=0.2$，$A_0=0.26$，$\eta=714.3$ 和 $\Omega_0=3.55$ 时转子系统的稳态响应。可以看出：此时转子 O_l，O_r轨迹及轴心运动轨迹都变得十分混乱，无规则可循，在一些位置曲率变化极大；时域响应变化剧烈，没有规律；频谱图中虽然还能看出组合频及倍频的存在，但是由于大量谐波分量的出现，频谱已经处于连续状态，此时艏摇运动影响下的非线性油膜力对转子动力学特性起到了主导作用；庞加莱截面为分布在椭圆区域内的点集，最大 Lyapunov 指数为 0.002 16，可以判断此时系统处于混沌运动状态。

3.3　艏摇幅值对系统动力学特性的影响

图 9 所示为当系统参数 $\sigma=3$，$\alpha=0.05$，$\lambda=0.2$，

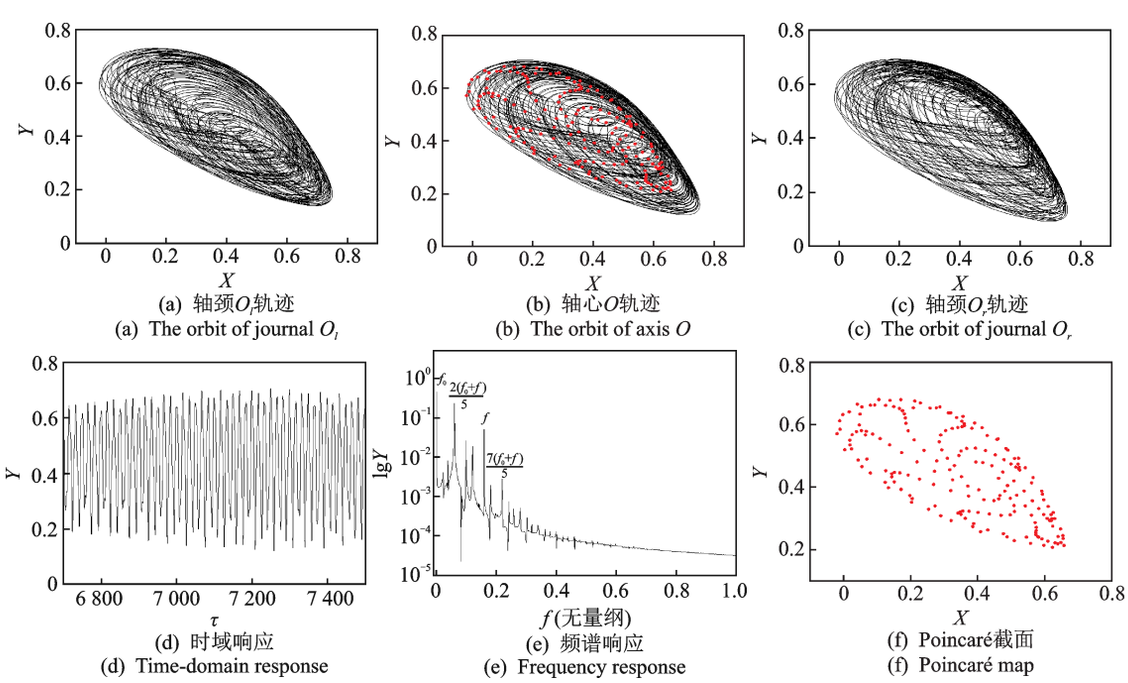


图 8　$A_0=0.26$，$\eta=714.3$，$\Omega_0=3.55$时转子系统的稳态响应

Fig.8　The steady state response of the rotor system when $A_0=0.26$，$\eta=714.3$，$\Omega_0=3.55$

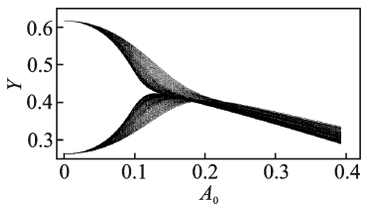


图 9 艏摇幅值变化时转子-轴承系统的分岔图

Fig.9 The bifurcation diagram of the rotor-bearing system with yaw amplitude

Ω_0=2.29 和 η=454.5 时，求得的艏摇幅值 A_0 在 0～0.4 时转子-轴承系统的分岔图。在艏摇幅值 A_0 的变化区间内分岔图表现为“鱼尾”形的分岔特征。当艏摇幅值较小即在 0 附近时，转子位移较大，此时艏摇对转子影响较小，系统动力学特性表现为周期 2；随着 A_0 的增大，艏摇牵连惯性力的不断增大使得分岔图中的上下 2 支在 A_0=0.14 附近发生重合，系统动力学特性表现为拟周期；当 A_0 在 0.2～0.4 时，系统位移呈现出下降趋势，但其在 y 方向上的振荡范围却随着 A_0 的增大而增大，转子系统最终依然表现为拟周期运动状态。

图 10 所示为当 σ=3，α=0.05，λ=0.2，Ω_0=2.29，η=454.5 和 A_0=0.12 时转子系统的稳态响应。在此系统参数下，轴颈 O_l，O_r 轨迹及轴心轨迹表现为一系列的椭圆在 y 方向上的简单叠加，具有较为明显的规律，虽然此时艏摇幅值相对较小，但艏摇运动的存在依然使得转子发生偏转，两侧轴颈振幅比轴心更大；其时域响应图的突出特点是其位移有微弱减小趋势，但其振幅随 τ 的变化有明显变大变小现象；在其频谱响应中艏摇引起的频率分量 f_0 占据主要成分，但是组合频率 $(f_0+f)/2$ 占据成分也较大，此时非线性油膜力对转子影响不可忽略；庞加莱截面表现为 2 条弯曲线段，虽然此时对应艏摇幅值不大，但依然使得系统表现为拟周期运动。

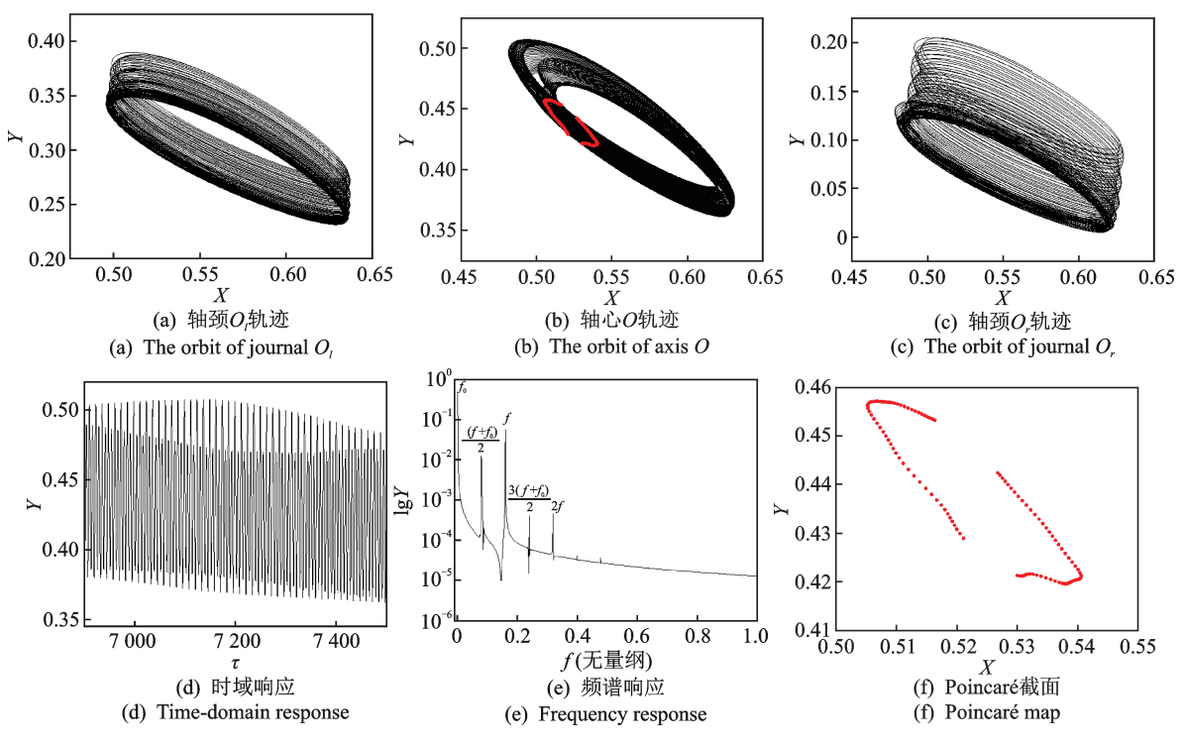


图 10 Ω_0=2.29，η=454.5，A_0=0.12 时转子系统的稳态响应

Fig.10 The steady state response of the rotor system when Ω_0=2.29，η=454.5，A_0=0.12

图 11 所示为当 σ=3，α=0.05，λ=0.2，Ω_0=2.29，η=454.5 和 A_0=0.39 时转子系统的稳态响应。此参数下的轴心轨迹表现为在 y 方向上明显的振荡，与图 10 (b)相比其振荡幅度有明显增大，此外 O_l 轨迹延伸到 y 轴负方向，O_r 轨迹则在 y 轴正方向密度更大，即随着艏摇幅值的增大，转子轴颈振幅变大，转子相对轴瓦产生的偏转也更大；在频谱响应图中组合频所占比重较图 10 (e)有一定下降，但此参数下各个波峰上明显存在谐波分量产生，这说明此时系统处于较为复杂的运动状态；庞加莱截面为 2 条交错曲线，综上判断系统此时动力学特性表现为拟周期。

3.4 频率比对系统动力学特性的影响

图 12 为当系统参数 σ=3，α=0.05，λ=0.2，Ω_0=2.29 和 A_0=0.26 时，采用数值方法求得的频率比 η

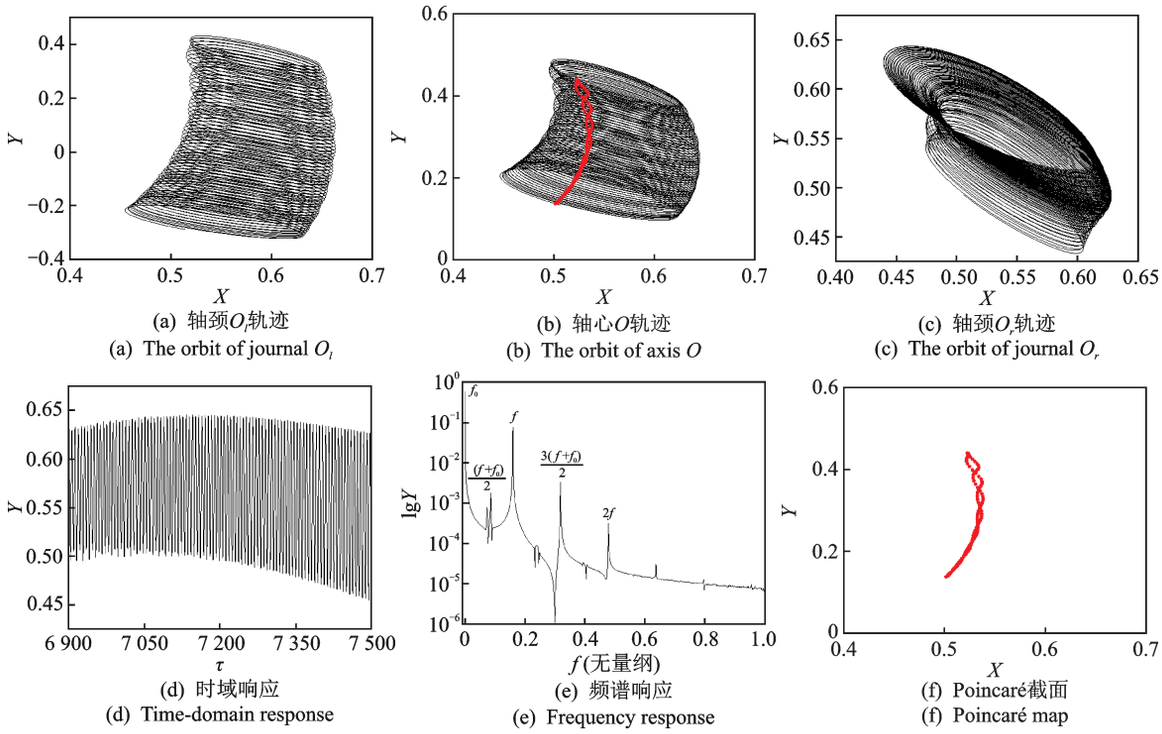


图 11　$\Omega_0=2.29$，$\eta=454.5$，$A_0=0.39$ 时转子系统的稳态响应

Fig.11　The steady state response of the rotor system when $\Omega_0=2.29$，$\eta=454.5$，$A_0=0.39$

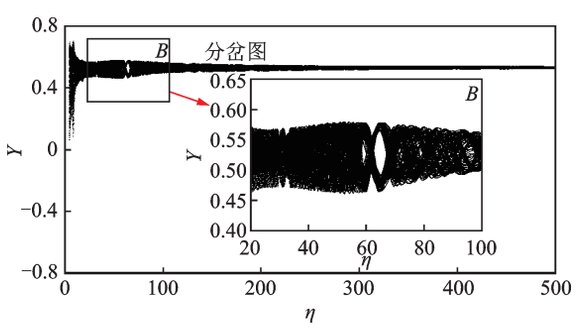


图 12　频率比变化时转子-轴承系统的分岔图

Fig.12　The bifurcation diagram of the rotor-bearing system with frequency ratio

在 10～500 时转子-轴承系统的分岔图。从图中可以看出：当频率比 η 较小时，即 η 在 10～20 时，受艏摇频率影响，转子位移较大，随着 η 不断增大，艏摇频率对转子影响有减弱趋势，位移幅值迅速减小；当 η 大于 20 时，受非线性油膜力影响，转子位移幅值又逐渐增大，并且从局部放大图可以看出，分岔图在 $\eta=66.4$ 时分为上下 2 支，系统此时受非线性油膜力影响较大，表现为半速耦合涡动；当 η 大于 70 时，随着转速比的不断增大，半速耦合涡动的情况消失，系统位移表现为缓慢减小的趋势并最终趋于稳定。可以认为：在图 12 的系统参数下，艏摇运动在频率比 η 较小时会对转子-轴承系统的动力学特性产生更加显著的影响；当频率比 η 增大至 66.4 时，系统出现半速耦合涡动，这种非同频的耦合涡动行为，将使转子系统振幅增大，造成系统运动失稳[18]；随着频率比 η 继续增大，转子运动逐渐趋于稳定。

图 13 为当 $\sigma=3$，$\alpha=0.05$，$\lambda=0.2$，$\Omega_0=2.29$，$A_0=0.26$ 和 $\eta=16$ 时转子系统的稳态响应。此时轴心轨迹及轴颈轨迹表现为一些大小不一的椭圆的无规律叠加，并且其曲率变化较快；时域响应变化较为剧烈，并无明显规律；频谱图中虽能看出艏摇引起的频率分量 f_0 及不平衡力引起的工频分量 f 的存在，但出现的大量谐波分量使得频谱已基本处于连续状态；庞加莱截面为分布在一定区域内的不可数点集，系统此时处于混沌运动状态。

图 14 为当 $\sigma=3$，$\alpha=0.05$，$\lambda=0.2$，$\Omega_0=2.29$，$A_0=0.26$ 和 $\eta=66.4$ 时转子系统的稳态响应。此时系统轴心轨迹及轴颈轨迹均表现为大内 8 字型运动特征，这是一种典型的非同频涡动行为；由时域响应可以看出，转子虽受艏摇影响在 y 方向上存在一定波动，但也表现出一定的规律性；频谱图中组合频率 $(f_0+f)/2$ 波峰明显，所占比重较大，此外还有艏摇引起的频率分量 f_0、不平衡力引起的工频分量 f 及其倍频分量 $2f$ 等；庞加莱截面为分布在 2 个区域内的点集，可以判断系统在此频率比下动力学特性主要受非线性油膜力主导，运动状态表现为拟周期。

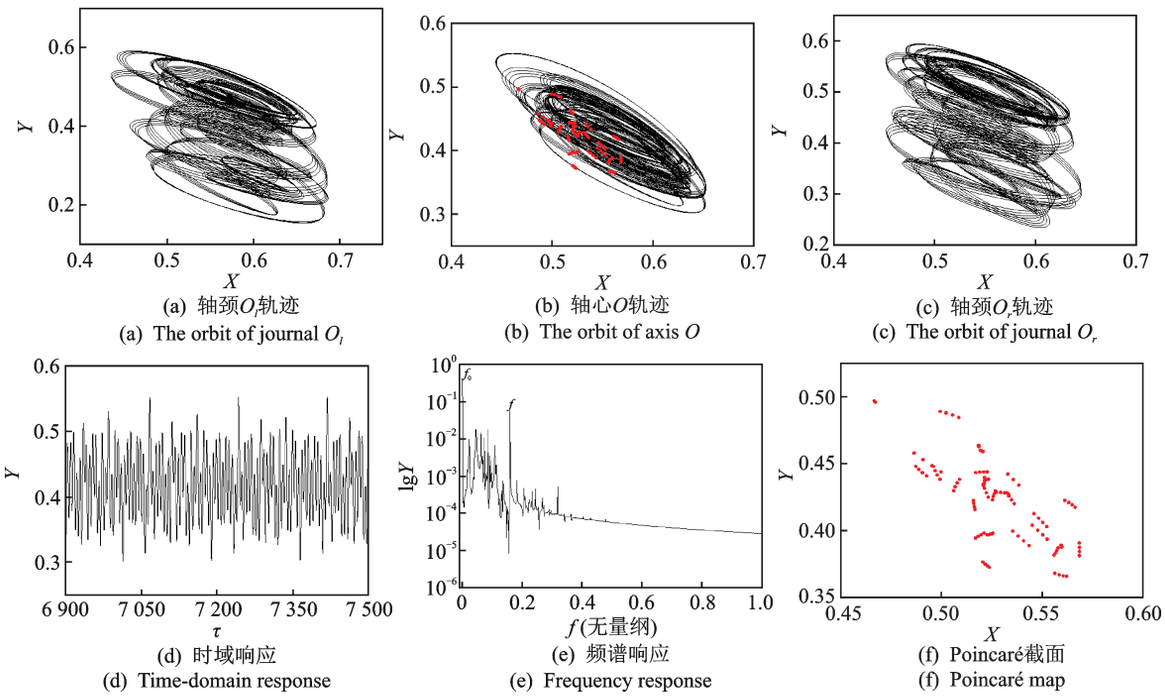


图 13 $\Omega_0=2.29, A_0=0.26, \eta=16$时转子系统的稳态响应

Fig.13 The steady state response of the rotor system when $\Omega_0=2.29, A_0=0.26, \eta=16$

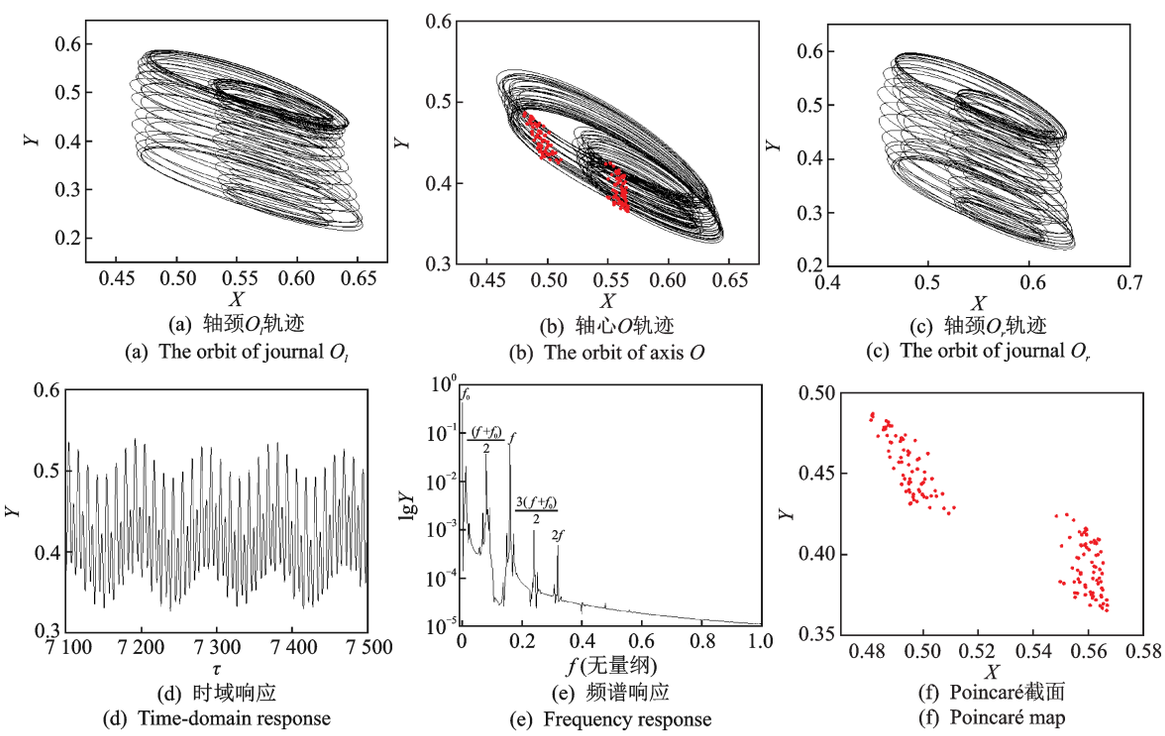


图 14 $\Omega_0=2.29, A_0=0.26, \eta=66.4$时转子系统的稳态响应

Fig.14 The steady state response of the rotor system when $\Omega_0=2.29, A_0=0.26, \eta=66.4$

4 结 论

1) 艏摇运动会对转子-轴承系统动力学特性产生显著影响,使转子进入复杂逆周期运动的转速提前,在低转速时能够使转子相对轴瓦产生更大偏转,随着转速的提高,偏转逐渐减弱但始终存在。

2) 在一定系统参数下,随着艏摇幅值的增大,转子由周期2过渡为拟周期,转子振幅变大,相对轴瓦产生的偏转也增大,转子运动受艏摇幅值影响逐渐变得剧烈。

3）在一定系统参数下，频率比变化过程中，半速耦合涡动的出现使得分岔图出现波动，随着频率比的增大，转子振幅总体呈现出减小趋势，艏摇运动对转子系统运动影响逐渐减弱。

参　考　文　献

[1] SANCHEZ-MONDRAGON J, VAZQUEZ-HERNANDEZ A O, CHO S K, et al. Yaw motion analysis of a FPSO turret mooring system under wave drift forces[J]. Applied Ocean Research, 2018, 74:170-187.

[2] 刘利琴，王宾，沈文君. 甲板上浪船舶的横摇运动[J]. 振动、测试与诊断，2012，32(S1)：14-20.
LIU Liqin, WANG Bin, SHEN Wenjun. Rolling motion of ship with water on deck[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(S1): 14-20. (in Chinese)

[3] 李冬琴，徐士友，刘存杰. 船舶低频纯横荡及纯首摇运动数值仿真与分析[J]. 舰船科学技术，2016，38(17)：9-13.
LI Dongqin, XU Shiyou, LIU Cunjie. Ship low-frequency pure sway and pure yaw motion numerical simulation and analysis[J]. Ship Science and Technology, 2016, 38(17): 9-13. (in Chinese)

[4] 张鹏. 大机动飞行条件下转子系统动力特性及振动抑制研究[D]. 南京：南京航空航天大学，2018.

[5] 侯磊. 机动飞行环境下转子系统的非线性动力学行为研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学，2015.

[6] HOU L, CHEN Y S, FU Y Q, et al. Nonlinear response and bifurcation analysis of a Duffing type rotor model under sine maneuver load[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2016, 78:133-141.

[7] HOU L, CHEN Y S. Analysis of 1/2 sub-harmonic resonance in a maneuvering rotor system[J]. Science China Technological Sciences, 2014, 57(1): 203-209.

[8] 祝长生，陈拥军. 机动飞行时发动机转子系统动力学统一模型[J]. 航空动力学报，2009，24(2)：371-377.
ZHU Changsheng, CHEN Yongjun. General dynamic model of aeroengine's rotor system during maneuvering flight[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(2): 371-377. (in Chinese)

[9] 祝长生，陈拥军. 机动飞行时航空发动机转子系统的振动特性[J]. 航空学报，2006，27(5)：835-841.
ZHU Changsheng, CHEN Yongjun. Vibration characteristics of aeroengine's rotor system during maneuvering flight[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2006, 27(5):835-841. (in Chinese)

[10] HAN Q K, CHU F L. Dynamic response of cracked rotor-bearing system under time-dependent base movements[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(25):6847-6870.

[11] HAN Q K, CHU F L. Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions[J]. Applied Mathematical Modelling, 2015, 39(15):4511-4522.

[12] LIU N J, CAI Z H, ZHAO J, et al. Predictor-based model reference adaptive roll and yaw control of a quad-tiltrotor UAV[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2020, 33(1):282-295.

[13] DAKEL M, BAGUET S, DUFOUR R. Nonlinear dynamics of a support-excited flexible rotor with hydrodynamic journal bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(10):2774-2799.

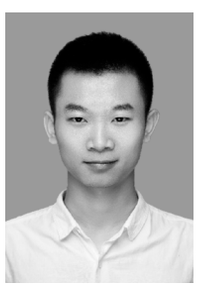
[14] DAKEL M, BAGUET S, DUFOUR R. Steady-state dynamic behavior of an on-board rotor under combined base motions[J]. Journal of Vibration and Control, 2014, 20(15):2254-2287.

[15] ZHANG G H, LIU S P, CAO Z X, et al. Analytical model of self-acting journal bearing subjected to base excitation for marine engine system[J]. Journal of Engineering for the Maritime Environment, 2013, 227(2): 194-207.

[16] ZHANG G H, LIU S P, MA R X, et al. Nonlinear dynamic characteristics of journal bearing-rotor system considering the pitching and rolling motion for marine turbo machinery[J]. Journal of Engineering for the Maritime Environment, 2015, 229(1):95-107.

[17] 钟一谔，何衍宗，王正，等. 转子动力学[M]. 北京：清华大学出版社，1987:41-63.

[18] 张占一. 轴承-转子系统耦合涡动行为特征识别及控制方法试验研究[D]. 沈阳：东北大学，2009.



第一作者简介：史阳旭，男，1995 年 7 月生，硕士。主要研究方向为转子动力学。E-mail:limxust@xust.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.021

浮空器柔性复合蒙皮变形光纤光栅传感方法*

刘炳锋[1,2]， 孙广开[1,2]， 何彦霖[1,2]， 董明利[1,2]
（1.北京信息科技大学光电测试技术及仪器教育部重点实验室 北京，100192）
（2.北京信息科技大学光纤传感与系统北京实验室 北京，100016）

摘要 针对浮空器气囊蒙皮变形的实时监测需求，提出了基于光纤光栅（fiber Bragg grating，简称FBG）的柔性复合蒙皮变形传感方法。根据蒙皮材料的多层结构特点及光纤光栅传感原理，设计了“光纤光栅-粘贴层-基体”的柔性蒙皮传感结构。通过对传感结构进行理论分析，得知平均应变传递效率随粘贴层剪切模量增加而增大。实验采用GD414和DP420两种不同剪切模量的粘接剂将光纤传感器粘接在柔性蒙皮表面，建立了传感解调实验系统。分析了浮空器柔性复合蒙皮变形光纤光栅传感器灵敏度及重复性，研究了两种不同胶接剂封装下光纤光栅中心波长随曲率变化的关系，结果显示剪切模量较大的DP420胶接剂封装的FBG具有良好的线性度和重复性，其灵敏度可达145.4 pm/m^{-1}。对浮空器柔性复合蒙皮变形进行重构分析，验证了传感方法的可行性。研究结果表明，光纤光栅传感器可用于柔性复合蒙皮变形监测，在浮空器气囊蒙皮形态监测中具有广阔的应用前景。

关键词 浮空器；柔性复合蒙皮；光纤光栅；表贴式传感器；胶粘剂；灵敏度
中图分类号 TH74；TN253；V24

引 言

浮空器是飞行器的一种，其主要动力源于气囊内部填充密度轻于空气的气体所产生的浮力[1]。根据是否有推进动力装置，浮空器一般可分为气球和飞艇两大类。相比于飞机等其他飞行器，浮空器具有更强的隐身性能、良好的承载能力及滞空时间长等优点，因而广泛应用于军事勘察、地质灾害监测、导航通信及预警定位等领域，具有重要的应用价值。近年来，浮空器蒙皮柔性复合材料和系统控制技术的快速发展，使得浮空器的开发应用成为研究的热点[2-3]。

高空浮空器一般要在20 km以上的空间进行长期作业，需要抵抗高空环境中较高的内外超压值。由浮升气体填充的气囊结构是浮空器主要的载荷装置，浮空器在恶劣环境中的工作性能高低主要取决于囊体蒙皮[4]。因此，对于高空环境中作业的浮空器柔性蒙皮进行结构形变的实时监测，对系统的可靠性和安全性有着重要的作用[5-6]。当前，浮空器气囊变形监测主要是在地面环境下采用激光和视觉测量等方法测量囊体形态[7-9]，如激光扫描检测法、莫尔条纹法、干涉测量法、摄影测量法和结构光测量法等，这类方法适用于相对固定的地面环境下的结构形态检测与重构，但是测量精度相对较低，也不适用于浮空器升空及空中运行过程气囊形态的实时监测。浮空器气囊变形光纤光栅传感具有灵敏度高、响应速度快、质量轻和抗电磁干扰等优点，并且易与蒙皮结构贴附[10-12]。

国内外学者在浮空器气囊蒙皮变形光纤传感监测方面开展了一些研究工作。Blandino等[13]运用FBG传感器组实现了对气囊结构展开和收缩状态应变进行测量。Wang等[14]利用FBG传感器在“致远一号”飞艇蒙皮上建立应变监测模型，推导了蒙皮应变传递情况。Zhao等[15]将FBG传感器用于飞艇气囊结构健康监测，改进FBG粘贴方式，提高蒙皮应变测量传递率。黄迪[16]采用FBG传感器对实验室气囊结构加减压过程进行了应变的在线监测。裴晓增等[17]利用FBG传感器初步实现了蒙皮的线性重构，但未考虑传感器灵敏度。

现有研究仅限于气囊蒙皮结构应变的传感，而关于浮空器气囊蒙皮变形监测的研究尚少。针对这一问题，笔者提出一种浮空器气囊柔性复合蒙皮变形光纤光栅传感方法。以柔性复合蒙皮为基底，提出“光纤光栅-粘贴层-基体”表贴式传感结构，并以

* 国家自然科学基金青年基金资助项目（61903041）；北京市自然基金-市教委联合基金资助项目（KZ201911232044）；北京市自然科学基金资助项目（7202017，4204101）；北京市科技新星计划资助项目（Z191100001119052）
收稿日期：2020-08-05；修回日期：2020-09-13

GD414 和 DP420 两种不同剪切模量的粘接剂进行传感器封装，实验研究其传感特性，并通过变形重构实验验证光纤传感在柔性复合蒙皮变形传感方面的可行性，为浮空器气囊变形实时监测提供方法。

1　传感器设计

1.1　柔性复合蒙皮结构

高空浮空器工作环境复杂，内部氦气受到的热辐射会随着昼夜而发生变化，因而其气囊内部温度也会出现昼升夜降的情况，从而导致浮空器蒙皮受压情况不同。为保证浮空器耐压能力，提高使用寿命，其蒙皮常采用层合式复合材料，一般由防护层、气密层、承力层及粘贴层组成[18]。浮空器蒙皮材料性能受各层特性之间相互耦合影响，只有该复合蒙皮力学特性能够满足需求，才能保证浮空器各项性能正常运行。因此，若要实现浮空器柔性复合蒙皮的形变测量，传感器应具有响应速度快、可检测微小形变、质量轻、易与柔性复合结构相适应及抗外界电磁干扰等特点。光纤光栅传感器易贴附，灵敏度高，并且不会影响复合蒙皮局部形变，满足浮空器柔性复合蒙皮形变对传感器的要求，可应用于柔性复合蒙皮的变形测量。图 1 为浮空器蒙皮结构示意图。

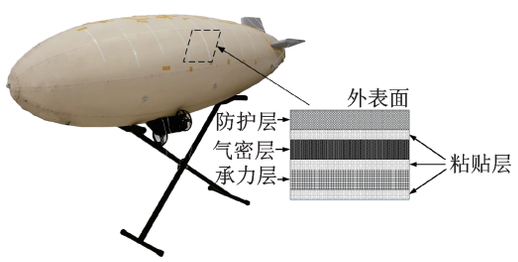


图 1　浮空器蒙皮结构示意图

Fig.1　The structure of aerostat skin

1.2　应变传递模型及理论分析

为得到浮空器蒙皮表贴式光纤光栅传感器应变传递规律，笔者将传感器模型简化为“光纤光栅-胶体-蒙皮”结构，建立的传感器横向截面见图 2。

假设理论模型中所有材料均为线弹性及各向同性材料，浮空器蒙皮受均匀外力的作用并且各层材料间粘贴紧密，不发生相对滑移。建立如图 3 所示的各层受力传递示意图，并对浮空器蒙皮光纤传感微元结构进行受力情况分析。其中：f, a, m 分别为光栅、胶体和蒙皮结构；$\sigma_f, \sigma_a, \sigma_m$ 分别为光栅、胶体和蒙皮所受到的轴向应力；τ_{fa}, τ_{am} 分别为各相邻层之

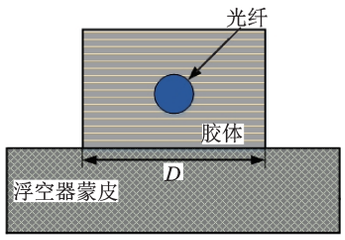


图 2　传感器横向截面图

Fig.2　Transverse section of the sensor

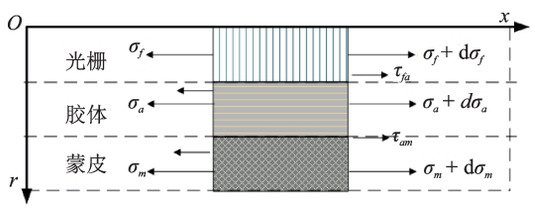


图 3　各层受力传递示意图

Fig.3　Schematic diagram of force transmission at each layer

间的剪切应力[19-21]。分析过程中，取蒙皮光纤光栅传感器粘贴长度为 $2L$，粘贴宽度为 D。

对裸贴式光纤光栅传感模型进行分析，FBG 传感器对轴向应力敏感，因而仅考虑轴向应变。根据力学平衡方程，可得到裸贴光纤光栅与浮空器复合蒙皮轴向应变传递关系为

$$\overline{K} = 1 - \frac{\sinh(\xi L)}{\xi L \cosh(\xi L)} \tag{1}$$

其中：ξ 为应变滞后系数。

ξ 的值与光纤光栅、粘贴层和胶体的几何外形以及物理参数有关，可表示为

$$\xi = \sqrt{\frac{DG_a}{\pi r_f^2 E_f (r_m - r_f)}} \tag{2}$$

其中：G_a 为胶体剪切模量；r_f, r_m 分别为光栅半径和微元段分析起点至胶体与蒙皮连接处距离；E_f 为光栅弹性模量。

由理论模型分析可得，在工程应用中所选用的光纤光栅物理参数几乎一致，当传感器粘贴长度和宽度一定时，胶体材料剪切模量的大小影响着应变传递滞后系数，对传递效率有很大影响。

定义光纤光栅传感器相关封装参数，对胶体剪切模量与应变传递之间的关系进行分析，理论模型分析相关参数如表 1 所示。

根据理论模型，光纤光栅传感器平均应变传递效率随胶体剪切模量 G_a 的变化关系如图 4 所示。可以看出，随着 G_a 的增加，平均应变传递效率随之增大，并逐渐达到饱和，增大趋势缓慢。当胶体剪切模量为 25 MPa 时，平均应变传递效率可达 97.5%，

表 1 理论模型分析相关参数

Tab.1 Related parameters of theoretical model analysis

光栅半径 r_f/μm	光纤弹性模量 E_f/ GPa	粘贴长度 $2L$/cm	粘贴宽度 D/mm	胶体厚度 (r_m-r_f)/mm
62.5	72	15	5	0.5

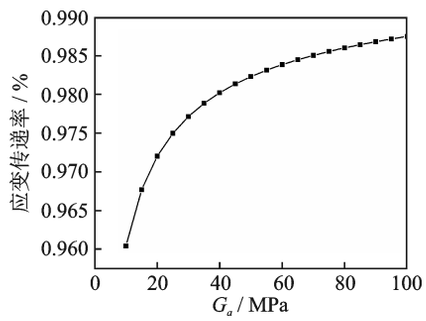


图 4 胶体剪切模量与应变传递关系图

Fig.4 Relationship between colloidal shear modulus and strain transfer

可为后期浮空器蒙皮光纤光栅传感特性分析实验胶粘剂的选择提供一定的理论参考。

2 曲率测量与数据重构

2.1 曲率测量原理

宽带光在FBG中传输时会产生模式耦合现象，满足布拉格条件的光会被发射回来，其反射波长为

$$\lambda_B = 2n_{\text{eff}}\Lambda \tag{3}$$

其中：n_{eff}为导模的有效折射率；Λ为光栅周期。

n_{eff}和Λ决定FBG的中心波长，n_{eff}和Λ又受到温度和应变的影响，因而式(1)可写为关于温度和应变的函数，即

$$\lambda_B = 2n_{\text{eff}}\Lambda = 2n_{\text{eff}}(\varepsilon, T)\Lambda(\varepsilon, T) \tag{4}$$

在实验室恒温条件下，中心波长的变化仅受应变量的影响。FBG受纵向拉伸或压缩作用，光栅周期由于应变ε的影响发生改变，中心波长的漂移量$\Delta\lambda_B$可以表示为

$$\Delta\lambda_B = \lambda_B(1-P_\varepsilon)\varepsilon \tag{5}$$

其中：P_ε为光纤的弹光系数。

柔性蒙皮曲率传感器可建模为圆形截面的变形梁，其长度为L，厚度为H。当发生柔性形变弯曲时，结构模型一侧由于受拉伸而伸长，另一侧受压缩而缩短，中间层由于长度未发生改变不受应变影响而被称为中性层。FBG传感器弯曲传感模型如图5所示，其中：虚线表示中性层，设其长度保持L不变；ρ为曲率半径；ΔL为模型在力矩M的作用下长度的变化量；θ为形变对应的圆心角。

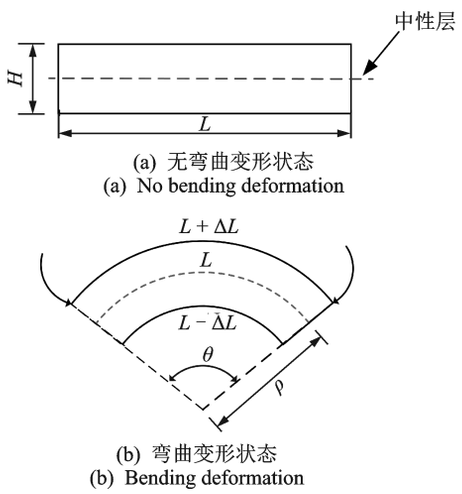


图 5 FBG传感器弯曲传感模型

Fig.5 FBG sensor bending sensing model

根据图5的几何关系可得

$$L = \rho\theta \tag{6}$$

$$L + \Delta L = (\rho + h/2)\theta \tag{7}$$

由式(6)和式(7)推导可得

$$k = \frac{1}{\rho} = \frac{2\Delta L}{hL} = \frac{2}{h}\varepsilon \tag{8}$$

其中：k为曲率。

由式(5)和式(8)推导可得

$$k = \frac{2\Delta\lambda_B}{\lambda_B(1-P_\varepsilon)h} \tag{9}$$

其中：λ_B，P_ε和h均为常数项。

因此，对于FBG传感器，形变量曲率仅与$\Delta\lambda_B$有关，并且呈线性关系。利用该特性可以实现柔性复合蒙皮的变形重构。

2.2 测量数据重构

重构算法根据微分思想及运动坐标系，将封装在柔性复合蒙皮上的传感器简化为一条曲线。建立数学模型，利用曲率测量原理得到的不同曲率值计算得到不同传感点处的位置坐标，并利用插值算法对相邻点间进行插值，从而实现由点到线的重构。

图6为重构原理图。将简化的曲线等分为若干圆弧微元段，其中每个微元段长为L，即$OO_1 = O_1O_2 = L$，联立其曲率值可得到不同微元段对应圆心角θ_1和θ_2。当曲线弯曲变形时，分别以O_1，O_2为坐标原点，沿其切线方向建立运动坐标系。根据重构算法可求得在坐标系xOz下O_1的坐标为$((1-\cos\theta_1)/k_1, \sin\theta_1/k_1)$，平移旋转矩阵为

$$R=\begin{bmatrix}\cos\theta & -\sin\theta & (1-\cos\theta)t_x+t_z\sin\theta\\ \sin\theta & \cos\theta & (1-\cos\theta)t_z+t_x\sin\theta\\ 0 & 0 & 1\end{bmatrix} \tag{10}$$

利用式(10)将坐标系平移旋转至$x_1O_1z_1$，可得O_2的坐标为$(\sin\theta_2/k_2,(1-\cos\theta_2)/k_2)$。通过该方法，旋转矩阵可创建各个传感点之间的位置关系，并利用插值算法实现测量数据的曲线重构。

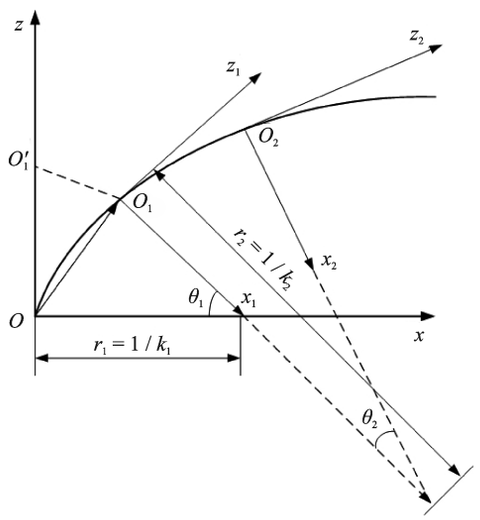


图 6　重构原理图

Fig.6　Reconstruction schematic

3　实验系统

3.1　传感器布设封装

该浮空器蒙皮样品材料主要由防护层、气密层、承力层和粘贴层组成，是一种层压复合材料结构。其中，载荷承力层为浮空器蒙皮最主要的核心功能层，其材料为聚芳酯纤维(Vectran)，具有拉伸强度高的优势，与金属纤维的强度相当[22]。

为了得到浮空器柔性复合蒙皮变形光纤光栅传感特性，根据浮空器蒙皮光纤光栅传感理论模型，结合柔性复合蒙皮材料特点，实验采用表面粘贴FBG的封装方式，建立了“FBG-粘贴层-蒙皮试样”测量模型，形成了光纤光栅柔性蒙皮形变传感器，如图7所示。该传感结构将裸光纤光栅直接粘贴于浮空器柔性蒙皮表面，减少了中间结构等应变传递界面，具有更高的响应测量灵敏度，能够更加真实地反映浮空器柔性复合蒙皮形变情况[23]。

在传感器封装过程中，粘贴层必须满足以下要求[24-25]：①FBG能够与柔性蒙皮良好粘结，蠕变低；②固化后不会对柔性蒙皮材料产生影响；③长期稳定性好，耐老化，能适应恶劣环境。根据图4分析，

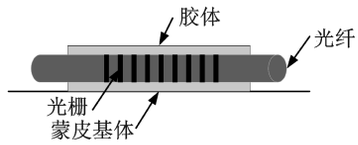


图 7　光纤光栅柔性蒙皮变形传感器

Fig.7　FBG flexible skin deformation sensor

胶泥状、常温下能够快速固化并且胶剂剪切模量较大的胶粘剂更适合光纤光栅传感器的封装。因此，实验过程中传感器制备采用硅橡胶(GD414)和环氧树脂胶(DP420)两种不同胶剂对FBG传感器进行封装，其相关参数如表2所示，并通过实验分析两种不同胶粘剂封装方式下对浮空器柔性复合蒙皮形变传感器传感灵敏度的影响。

表 2　两种胶粘剂相关参数

Tab.2　Related parameters of three adhesive

名称	属性	常温剪切模量/MPa
GD414	硅橡胶	1.5
DP420(灰白)	环氧树脂胶	31.0

3.2　实验系统

实验系统如图8所示。该系统主要包括浮空器柔性蒙皮传感器、宽带光源、耦合器以及光谱仪。利用胶剂将FBG封装在柔性蒙皮表面，其中FBG采用紫外曝光法刻写完成，反射率为90%，边模抑制比为20 dB。宽带光源型号采用Lightpromotech M1043-13，光谱宽度范围为1 529～1 605 nm，光源平坦度小于2 dB，强度为13 dBm。光谱仪为YOKOGAWA AQ6370C，其波长范围为600～1 700 nm，分辨率为0.02 nm。

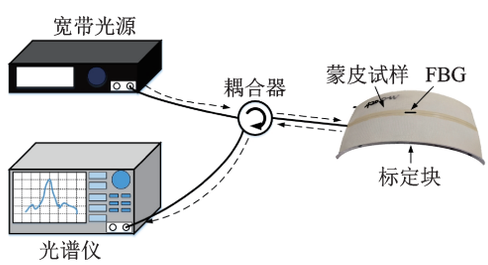


图 8　实验系统

Fig.8　Experimental system

由宽带光源发出的光经耦合器进入浮空器蒙皮FBG传感器，满足FBG传感器调制要求的光被反射，该反射光经耦合器被光谱仪接收，并将其反射光谱数据进行保存。在保证蒙皮不受应力的情

况下，将蒙皮与不同曲率标定铝板自由贴合，并在末端进行粘结固定，使得FBG与标准曲率块的轴线重合，以保证蒙皮试样和标准曲率块曲率相同。FBG反射光谱的中心波长将会随曲率的增大发生漂移，利用光谱仪记录漂移后FBG的中心波长，与蒙皮曲率传感器初始状态下的中心波长进行对比，即可得到波长漂移量。对比分析不同标准曲率下FBG传感器波长数据，可得波长与曲率之间的对应关系及两组不同胶剂封装方式下传感器的灵敏度。

4 实验测试及结果分析

4.1 变形传感标定实验

本研究采用曲率分别为0，0.125，0.25，1，1.25，1.67，2.5，5，6.25，8.33和12.5 m^{-1}的铝合金半圆标准曲率块对传感器进行标定，测量传感器在不同曲率下中心波长的漂移量。将基于浮空器蒙皮的柔性传感器放置于不同的标定块，并使FBG置于曲率块中心线中点位置与其完全贴合，则认为传感器弯曲曲率即为标定块曲率。由于标定块曲率不同，所以实验系统采集到的FBG传感器中心波长漂移量也不同，其中1号FBG(GD414)和2号FBG(DP420)的波长漂移量分别如表3，4所示。

由表中数据可以得到，基于浮空器柔性蒙皮的FBG传感器在不同封装方式下中心波长漂移量不同。其中：由GD414胶剂封装下的传感器在曲率从0～12.5 m^{-1}变化时，中心波长从1 529.55 nm漂移到1 530.78 nm，其最大漂移量为1.23 nm；由DP420胶剂封装下的传感器在曲率从0～12.5 m^{-1}变化时，中心波长从1 529.235 6 nm漂移到1 531.060 0 nm，其最大漂移量为1.824 nm。两组传感器在不同封装方式下的反射光谱如图9所示。

表3 1号FBG的波长漂移量

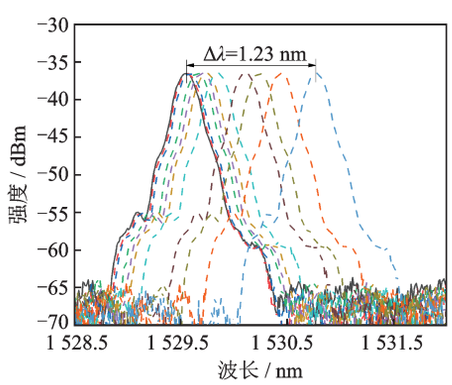
Tab.3 The wavelength shift of FBG No.1

曲率/m^{-1}	中心波长/nm	波长漂移量/nm
0	1 529.550 0	0
0.125	1 529.570 0	0.02
0.250	1 529.590 0	0.04
1.000	1 529.660 0	0.11
1.250	1 529.700 0	0.15
1.670	1 529.750 0	0.20
2.500	1 529.850 0	0.30
5.000	1 530.110 0	0.56
6.250	1 530.240 0	0.69
8.330	1 530.440 0	0.89
12.500	1 530.780 0	1.23

表4 2号FBG的波长漂移量

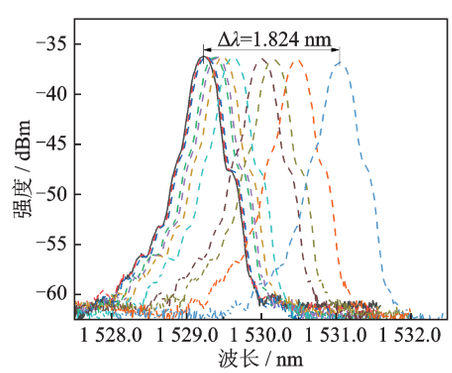
Tab.4 The wavelength shift of FBG No.2

曲率/m^{-1}	中心波长/nm	波长漂移量/nm
0	1 529.235 6	0
0.125	1 529.254 0	0.018 4
0.250	1 529.272 4	0.036 8
1.000	1 529.382 8	0.147 2
1.250	1 529.419 6	0.184 0
1.670	1 529.493 2	0.257 6
2.500	1 529.622 0	0.386 4
5.000	1 530.008 4	0.772 8
6.250	1 530.168 0	0.932 4
8.330	1 530.480 0	1.244 4
12.500	1 531.060 0	1.824 4



(a) 1号FBG在不同弯曲曲率下的反射光谱

(a) Reflection spectrum of FBG No.1 at different curvatures



(b) 2号FBG在不同弯曲曲率下的反射光谱

(b) Reflection spectrum of FBG No. 2 at different curvatures

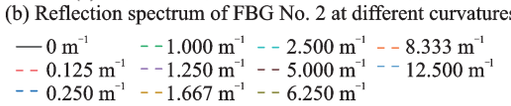
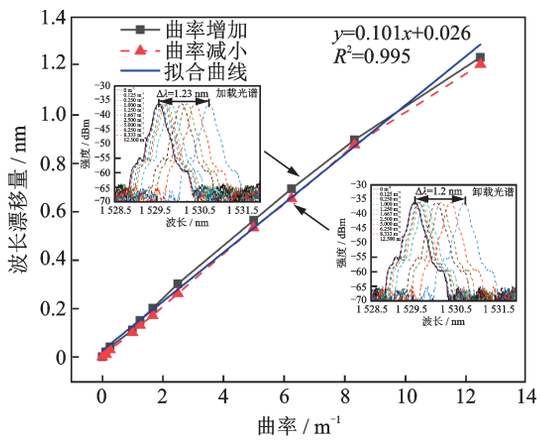


图9 两组FBG在不同封装方式下的反射光谱

Fig.9 Reflection spectra of 2 FBGs in different packaging methods

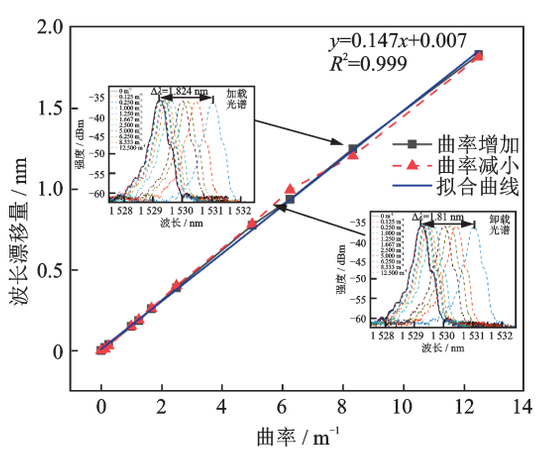
4.2　变形传感特性分析

为了分析基于浮空器蒙皮的柔性传感器在不同胶剂封装方式下的重复性及灵敏度，在相同的实验条件下对两组传感器进行了测试。实验分别从曲率增大和曲率减小对传感器的重复性进行测试。图 10 为不同FBG的中心波长漂移量与曲率之间的关系。



(a) 1号FBG在不同弯曲曲率下的波长漂移量

(a) Wavelength shift of No. 1 FBG under different bending curvatures



(b) 2号FBG在不同弯曲曲率下的波长漂移量

(b) Wavelength shift of No. 2 FBG under different bending curvatures

图 10　不同FBG的中心波长漂移量与曲率之间的关系

Fig.10　The relationship between the center wavelength shift and the curvature for different FBGs

由图 10 可知，在 GD414 胶剂封装下的传感器在曲率增加和减小实验中波长漂移量最大偏差绝对值相对于最大漂移量为 3.29%。在 DP420 胶剂封装下传感器中心波长漂移量最大偏差绝对值相对于最大漂移量为 3.41%。实验结果表明，两组柔性曲率传感器在曲率增加和曲率减小的测试过程中均有较好的重复性，并且波长漂移量随着曲率的增加而增加，满足曲率测量原理式(9)中 k 与 $\Delta\lambda_B$ 之间的线性关系。图 11 为不同FBG中心波长漂移量与曲率之间的关系对比。

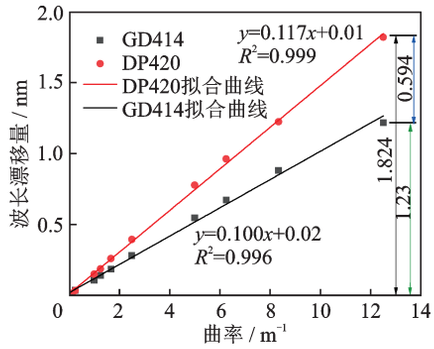


图 11　不同FBG中心波长漂移量与曲率之间的关系对比

Fig.11　Comparison of the relationship between the center wavelength shift and curvature of different FBGs

由图 11 可知，两组基于浮空器蒙皮的柔性曲率传感器均具有良好的线性关系。不同剪切模量胶剂的封装会对传感器的灵敏度造成影响，其中在 DP420 封装方式下传感器波长漂移量较大，为 1.824 nm，具有较高的灵敏度。两组传感器的灵敏度如表 5 所示。

表 5　两组传感器的灵敏度

Tab.5　The sensitivity of two sensors

传感器	灵敏度/(pm•m)
1	97.2
2	145.4

4.3　变形重构分析

为了得到基于表贴式光纤光栅传感器的浮空器蒙皮变形重构结果，对其进行重构实验分析。该浮空器柔性蒙皮式样含有 4 个 FBG，其中心波长分别为 1 531，1 534，1 538 和 1 542 nm，如表 6 所示。4 个 FBG 均匀布设在蒙皮的中心线上，并采用 DP420 胶剂进行封装，从而保证曲率传感器具有较高的灵敏度。利用标定实验系统对所制备的传感器进行标定，并选取曲率为 5 m^{-1} 的标准曲率块作为重构对

表 6　曲率为 5 m^{-1} 的中心波长数据表

Tab.6　Data sheet of center wavelength with curvature of 5 m^{-1}　　nm

传感器	初始中心波长	弯曲后中心波长	漂移量
1	1 531.123	1 532.055	0.932
2	1 534.733	1 536.241	1.507
3	1 538.725	1 540.975	2.250
4	1 542.883	1 543.821	0.938

象。基于测量数据重构算法,完成曲线的重构,重构结果如图12所示。曲线重构误差如表7所示。

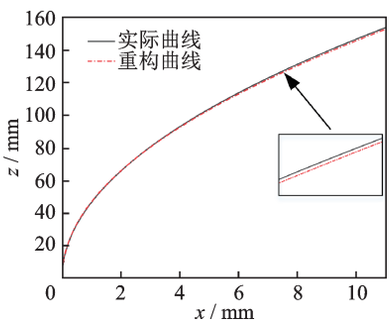


图12 曲线重构图

Fig.12 Curve reconstruction

表7 曲率为5 m^{-1}的重构误差

Tab.7 Reconstruction error with curvature of 5 m^{-1}

传感器	漂移量/nm	实际位置	理论位置	重构误差/%
1	0.932	(0.000 7,0.039 8)	(0.000 7,0.037 8)	5.29
2	1.507	(0.001 6,0.058 1)	(0.001 5,0.056 7)	2.47
3	2.250	(0.004 2,0.094 8)	(0.004 1,0.094 4)	0.44
4	0.938	(0.008 5,0.134 3)	(0.008 5,0.135 1)	0.59

由此可见,4个FBG传感点重构误差均小于6%,通过插值重构算法,可以实现蒙皮的曲线重构。结果表明,光纤光栅传感方法可用于浮空器气囊柔性蒙皮的变形监测。

5 结束语

针对浮空器气囊蒙皮变形监测问题,提出了柔性复合蒙皮变形光纤传感重构方法。利用表面粘贴的布设方法,基于"FBG-粘贴层-基体"传感模型,实验验证了光纤光栅中心波长与柔性蒙皮曲率变化之间的线性关系,并对其在不同胶剂封装方法下光纤光栅传感器的重复性以及灵敏度进行了实验分析,得到了浮空器柔性复合蒙皮变形光纤光栅的传感特性。实验结果表明,浮空器蒙皮光纤光栅传感器在剪切模量较大的DP420环氧树脂胶的封装方法下具有良好的线性度和重复性,其灵敏度可达145.4 pm/m^{-1}。通过浮空器蒙皮弯曲变形重构实验,表明该光纤光栅传感方法可实现浮空器气囊柔性复合蒙皮变形监测。该方法在浮空器蒙皮变形实时监测中具有广阔的应用前景。

参 考 文 献

[1] 彭桂林,万志强.中国浮空器遥感遥测应用现状与展望[J].地球信息科学学报,2019,21(4):504-511.
PENG Guilin, WAN Zhiqiang. The present situation and prospect of aerostat applied to remote sensing and remote survey in China[J]. Journal of Geo-information Science, 2019, 21(4):504-511.(in Chinese)

[2] 邓小龙,麻震宇,杨希祥,等.基于多层节点模型的平流层浮空器热力学分析[J].上海交通大学学报,2020,54(7):765-770.
DENG Xiaolong, MA Zhenyu, YANG Xixiang, et al. Thermal characteristics analysis of a stratospheric aerostat based on multi-layer node model[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2020, 54(7): 765-770.(in Chinese)

[3] LI Y W, NAHON M, SHARF I. Airship dynamics modeling: a literature review[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2011, 47(3): 217-239.

[4] 宋林,姜鲁华,张远平,等.飞艇囊体薄膜材料的双向拉伸试验及结构仿真[J].复合材料学报,2016,33(11):2543-2550.
SONG Lin, JIANG Luhua, ZHANG Yuanping, et al. Biaxial tensile test and structure simulation for airship envelope material[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2016, 33(11):2543-2550.(in Chinese)

[5] ZHANG Y, LIU D X. Influences of initial launch conditions on flight performance of high altitude balloon ascending process[J]. Advances in Space Research, 2015,56(4):605-618.

[6] LIU L B, CAO S, ZHU M. Mechanical characteristics of stratospheric airship envelope of vectran fibre-reinforced-laminated composite[J]. Materials Research Innovations, 2015, 19(S5):606-612.

[7] 孙久康,王全保,赵海涛,等.基于无线传感网络的平流层飞艇蒙皮应变监测[J].计算机仿真,2016,33(9):77-80,96.
SUN Jiukang, WANG Quanbao, ZHAO Haitao, et al. The strain monitoring of stratospheric airship envelope based on wireless sensor network[J]. Computer Simulation, 2016, 33(9):77-80, 96.(in Chinese)

[8] 谭金,杜超,李彤.无人飞艇气囊体积监测系统设计[J].计测技术,2015(Z1):7-9.
TAN Jin, DU Chao, LI Tong. Design of unmanned airship airbag volume monitoring system [J]. Metrology & Measurement Technology, 2015(Z1): 7-9.(in Chinese)

[9] 王勤俭,黄鑫,朱琰雯,等.一种浮空器气囊体积测量装置设计[J].计测技术,2017,37(Z1):31-34.
WANG Qinjian, HUANG Xin, ZHU Yanwen, et al. Design of an airbag volume measuring device for aerostat[J]. Metrology & Measurement Technology, 2017, 37(Z1):31-34.(in Chinese)

[10] 易金聪,朱晓锦,张合生,等.模拟高性能飞行器翼面结构形态的非视觉检测[J].振动、测试与诊断,2014,

34(1)：20-26.
YI Jincong, ZHU Xiaojin, ZHANG Hesheng, et al. Non-vision shape detection of wing structure of simulated high-performance aircraft[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(1): 20-26. (in Chinese)

[11] ZHANG P H, ZHANG L, WANG Z Y, et al. A strain-transfer model of surface-bonded sapphire-derived fiber bragg grating sensors[J]. Applied Sciences, 2020, 10(12):4399.

[12] 曹亮，王景霖，何召华，等.光纤光栅传感网络的冲击定位方法[J].振动、测试与诊断，2017，37(3)：456-461.
CAO Liang, WANG Jinglin, HE Zhaohua, et al. Research on impact location by using fiber Bragg grating sensor network [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(3):456-461. (in Chinese)

[13] BLANDINO J R, DUNCAN R G, NUCKELS M C, et al. Three-dimensional shape sensingfor inflatable booms [C] //Proceedings of the 46th AIAA ASME ASCE Ahs ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference. Austin, Texas: AIAA, 2005.

[14] WANG Q B, ZHAO H T, QIU Y. An investigation of optical-mechanical transfer of surface-bonded fiber bragg grating sensors for aerostat envelope strain monitoring [J]. Sensor Letters, 2013, 11(5): 812-819.

[15] ZHAO H T, WANG Q B, QIU Y, et al. Strain transfer of surface-bonded fiber Bragg grating sensors for airship envelope structural health monitoring[J]. Journal of Zhejiang University Science A, 2012, 13(7): 538-545.

[16] 黄迪.基于光纤光栅传感的飞艇蒙皮平面应变监测方法研究[D].上海：上海交通大学，2014.

[17] 裴晓增，娄小平，孙广开，等.浮空器柔性复合蒙皮形变光纤光栅传感实验研究[J].光学技术，2020，46(1)：76-82.
PEI Xiaozeng, LOU Xiaoping, SUN Guangkai, et al. Experimental study on fiber Bragg grating sensing of flexible composite skin-shaped aerostat[J]. Optical Technique, 2020, 46(1):76-82. (in Chinese)

[18] 杨永强，马云鹏，武哲.高空浮空器蒙皮材料特性分析与组合优化[J].北京航空航天大学学报，2014，40(3)：333-337.
YANG Yongqiang, MA Yunpeng, WU Zhe. Analysis and optimization of envelope material of high-altitude airships[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014, 40(3):333-337. (in Chinese)

[19] 郭伟，李新良，宋昊.表面粘贴光纤光栅传感器的应变传递分析[J].计测技术，2011(4)：4-7.
GUO Wei, LI Xinliang, SONG Hao. Strain transfer analysis of surface-attached fiber Bragg grating sensor [J]. Metrology & Measurement Technology, 2011(4): 4-7. (in Chinese)

[20] FALCETELLI F , ROSSI L , SANTE R D, et al. Strain transfer in surface-bonded optical fiber sensors [J]. Sensors, 2020, 20(11):3100.

[21] CHEN G, DING K Q, FENG Q B, et al. Strain transfer mechanism of grating ends fiber bragg grating for structural health monitoring[J]. Structural Durability & Health Monitoring, 2019, 13(3):289-301.

[22] 田越，肖尚明.平流层飞艇囊体材料的发展现状及关键技术[J].合成纤维，2013，42(4)：11-15.
TIAN Yue, XIAO Shangming. The development and key technology of stratospheric airship envelop material [J]. Synthetic Fiber in China, 2013, 42(4):11-15. (in Chinese)

[23] 曾鹏，王源，陈飞琼，等.胶粘剂对表贴式聚酰亚胺光纤布拉格光栅应变传递的影响分析[J].传感技术学报，2019，32(1)：47-53.
ZENG Peng, WANG Yuan, CHEN Feiqiong, et al. Analysis of the effect of adhesives on strain transfer for surface bonded polyimide fiber Bragg grating[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2019, 32(1): 47-53. (in Chinese)

[24] 张开宇，闫光，鹿利单，等.预拉伸光纤光栅应变传感器传感性能研究[J].压电与声光，2017，39(5)：654-658.
ZHANG Kaiyu, YAN Guang, LU Lidan, et al. Study on the sensing performance of pre-stretching fiber grating strain sensor[J]. Piezoelectrics and Acoustooptic, 2017, 39(5):654-658. (in Chinese)

[25] MOTWANI P, PEROGAMVROS N, TAYLOR S, et al. Experimental investigation of strain sensitivity for surface bonded fibre optic sensors[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2020, 303:111833.



第一作者简介：刘炳锋，男，1996年1月生，硕士生。主要研究方向为光纤传感器、光纤光栅柔性传感。
E-mail：1094869384@qq.com

通信作者简介：董明利，男，1965年2月生，博士、教授。主要研究方向为视觉与光电检测、光纤传感与光电器件、生物医学检测技术及仪器。
E-mail：dongml@bistu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.022

基于AIF和TT的滚动轴承复合故障诊断*

刘宝华[1]， 张穆勇[1]， 臧延旭[1]， 唐贵基[2]
（1.北华航天工业学院机电工程学院 廊坊，065000）
（2.华北电力大学机械工程系 保定，071003）

摘要 针对滚动轴承复合故障模式下的微弱特征难以提取的问题，提出了基于自适应迭代滤波（adaptive iterative filtering，简称AIF）和改进的时时变换（time-time transform，简称TT）的滚动轴承复合故障诊断方法。首先，采用AIF将信号分解，得到一系列本征模态分量，并以最大相关峭度作为评价准则，筛选出其中的特征分量，实现滚动轴承复合故障振动信号的特征分离；其次，利用改进的时时变换方法对特征分量进行降噪，增强特征分量的冲击特征；最后，对降噪的特征分量进行包络谱分析，提取故障特征频率，实现滚动轴承故障模式的精确判别。仿真实验和故障诊断实例表明，该方法可以有效提取滚动轴承复合故障模式下的微弱特性信息。

关键词 滚动轴承；自适应迭代滤波；时时变换；复合故障；故障诊断
中图分类号 TH17

引 言

滚动轴承作为重要的承载与传动部件，其健康状态不仅影响到整个旋转机械系统的运行稳定性，而且与生产安全和经济利益密切相关。因此，展开滚动轴承故障诊断研究，特别是探索有效的滚动轴承早期故障诊断方法，具有较强的工程价值[1]。当滚动轴承各个元件出现损伤故障时，振动信号会表现出特定频率的周期性冲击特征。将信号的处理方法用于轴承振动故障特征的提取[2-4]，实现了滚动轴承单点故障诊断。由于工作环境恶劣，滚动轴承实测振动信号通常会掺有干扰信号，容易将早期故障阶段的微弱故障特征信号淹没。针对此问题，利用最小熵解卷积方法可提高滚动轴承故障振动信号的信噪比，增强故障特征信号的冲击特性[5]。文献[6]提出最大相关峭度解卷积方法，提取被强噪声所掩盖的连续性脉冲。文献[7]在形态学滤波基础上，提出了多尺度形态学解调方法，提高对滚动轴承弱冲击特征的提取能力。虽然上述方法取得了较好的分析效果，但需要解决复杂的参数寻优问题。

实际生产中，滚动轴承各部件的局部损伤往往同步发生，滚动轴承复合故障的特征分离与故障模式识别是故障诊断领域的难点问题。目前，解决滚动轴承复合故障诊断的主要思路[8]有：①利用盲源分离方法分离故障信号的信号源；②利用信号分解方法对滚动轴承故障振动信号进行分解，实现复合故障特征分离。盲源分离属于多维信号分析方法，需要安装多个传感器采集振动信号，容易受现场条件限制。传统的信号分解方法由于过包络、模态混叠等问题，对于复合故障振动信号的分解效果有待进一步提高。

笔者将自适应迭代滤波应用于滚动轴承故障振动信号分解，利用其良好的分解特性实现对滚动轴承复合故障特征信号的分离，将复合在一起的多分量故障信号分解为单一故障模式的本征模态分量。为筛选出包含不同故障特征信息的本征模态函数（intrinsic mode function，简称IMF）分量，采用最大相关峭度准则的特征分量筛选准则。同时，为抑制噪声对故障特征分量的影响，利用改进的时时变换方法对故障特征分量信号进行降噪，实现了噪声影响下的滚动轴承复合微弱故障检测。

1 自适应迭代滤波分解原理及分量筛选

1.1 自适应迭代滤波

自适应迭代滤波借鉴经验模态分解（Empirical

* 国家自然科学基金资助项目（51777074）；北华航天工业学院博士科研基金资助项目（BKY-2020-015）；廊坊市科学技术研究与发展计划资助项目（2020011047）。
收稿日期：2020-09-25；修回日期：2021-03-24

mode decomposition，简称 EMD）的信号分解思路，为克服 EMD 因包络线拟合而导致的模态混叠问题，AIF 通过构建自适应低通滤波函数计算滑动平均算子代替 EMD 分解过程中求解包络中值线的过程[9]。假设待分解信号为 $\boldsymbol{X}(t)$，滑动平均算子记作

$$\begin{cases} K_X(\boldsymbol{X}(t))=\int \boldsymbol{X}(t+s)W(s,\boldsymbol{X})\mathrm{d}s \\ \int W(s,\boldsymbol{X})\mathrm{d}s=1 \end{cases} \tag{1}$$

其中：$W(s,\boldsymbol{X})$ 为滤波函数。

得到波动算子为

$$S_X(\boldsymbol{X}(t))=\boldsymbol{X}(t)-K_X(\boldsymbol{X}(t)) \tag{2}$$

为获取频率独立的 IMF 分量，需要对波动算子 $S_X(\boldsymbol{X}(t))$ 进行多次筛选，直至满足 IMF 条件，记作

$$c_1(t)=\lim_{n\to\infty} S_X^n(\boldsymbol{X}(t)) \tag{3}$$

原信号减去已提取的 IMF 分量后将作为原始信号，获取第 m 个新的 IMF 分量

$$c_m(t)=\lim_{n\to\infty} S_X^n(\boldsymbol{X}(t)-\sum_{j=1}^{m-1} c_j(t)) \tag{4}$$

为自适应选取滤波函数 $w(s)$，采用文献[10]的方法，依据 Fokker-Planck 方程构造平滑的、具有紧密支撑的自适应滤波函数。

Fokker-Planck 方程的表达形式为

$$P_t=-\alpha(h(x)p)_x+\beta(g^2(x)p)_{xx}\ (\alpha,\beta>0) \tag{5}$$

其中：α,β 为取值(0,1)的稳态系数；$h(x)$ 和 $g(x)$ 均为可导函数，在 $a<0<b$ 上满足：①$g(a)=g(b)=0$，$g(x)>0$，$\forall x\in(a,b)$；②$h(a)<0<h(b)$。

式(5)中，$(h(x)p)_x$ 项驱使 $p(x)$ 由 a,b 两端向 (a,b) 中心聚拢，$(g^2(x)p)_{xx}$ 项则驱使 $p(x)$ 从区间 (a,b) 中心向其端点 a,b 扩散。当二者平衡时，有

$$-\alpha(h(x)p)_x+\beta(g^2(x)p)_{xx}=0 \tag{6}$$

此时，方程存在非零解 $p(x)$ 且满足 $\forall x\in(a,b)$，$p(x)>0$ 且 $\forall x\notin(a,b)$，$p(x)=0$。这表示方程的所有解都落在区间 (a,b) 上，Fokker-Planck 方程的解 $p(x)$ 即为所求滤波函数 $w(s)$。

1.2　最大相关峭度准则

原始信号经 AIF 分解后会产生若干个 IMF 分量，利用相关峭度（correlated kurtosis，简称 CK）作为评价标准，筛选其中富含故障特征信息的特征分量，其计算公式[11]为

$$\mathrm{CK}_M(T)=\frac{\sum_{n=1}^{N}(\prod_{m=0}^{M}\boldsymbol{X}_{n-mT})}{(\sum_{n=1}^{N}\boldsymbol{X}_n{}^2)^{m+1}} \tag{7}$$

其中：$\boldsymbol{X}_n$ 为原信号；N 为信号长度；T 为感兴趣的故障冲击周期；M 为周期偏移个数，笔者取 $M=1$。

根据滚动轴承元件的特征频率，将各冲击周期代入式(7)，计算不同冲击周期的相关峭度值，其值越大，表明此分量对应该元件的故障特征信息越丰富。例如，内圈故障特征冲击周期为 T_i，则 $CK(T_i)$ 最大的 IMF 分量为内圈故障特征分量。

2　改进的时时变换原理

2.1　时时变换

时时变换是以时频分析方法 S 变换为基础提出的在双时域反映信号局部化信息的非平稳信号分析方法[12]。一维时间信号 $h(t)$ 的连续 S 变换实质为加窗傅里叶变换

$$S(\tau,f)=\int_{-\infty}^{+\infty} h(t)w(\tau-t,f)\mathrm{e}^{-\mathrm{j}2\pi ft}\mathrm{d}t \tag{8}$$

其中：$w(\tau-t,f)=\frac{|f|}{\sqrt{2\pi}}\mathrm{e}^{\left|\frac{-f^2(\tau-t)^2}{2}\right|}$ 为窗函数；τ,f 分别为窗函数平移因子和频率。

对 S 变换进行傅里叶反变换，得到 TT 表达式为

$$\mathrm{TT}(\tau,t)=\int_{-\infty}^{+\infty} S(\tau,f)\mathrm{e}^{\mathrm{j}2\pi ft}\mathrm{d}f \tag{9}$$

$\mathrm{TT}(\tau,t)$ 表示信号加窗后的傅里叶变换结果，在 τ 时刻位置的时域重构值，信号能量主要集中在 TT 时间序列的对角线上，窗函数对不同信号分量产生不同的作用结果。在对角线附近，趋势分量会发生能量泄露现象，冲击成分则不会发生明显的能量泄露现象。离散时间信号的 TT 结果为 TT 时间序列，利用此特性，通过提取 TT 时间序列的对角线元素可完成对信号冲击成分的提取，并在电力谐波检测与机械故障冲击特征提取中得到广泛应用[13]。

2.2　改进的时时变换

实测信号中混有噪声与异常干扰，使得信号的 TT 序列信息冗余，直接提取其对角线元素得到的一维信号不能完全抑制噪声干扰，为此结合奇异值分解改进 TT 的故障增强方法[14]。原信号经 AIF 方法分解获得 IMF 分量，信号分布相对集中，采用奇异值差分谱方法对 TT 序列降噪，可降低计算量[15]。

离散信号的 TT 序列 $\mathrm{TT}(\tau,t)$ 为 $N\times N$（N 为信号长度）矩阵，记作矩阵 $\boldsymbol{A}$，对 $\boldsymbol{A}$ 进行奇异值分解[14]

$$\boldsymbol{A}=\boldsymbol{U}\boldsymbol{D}\boldsymbol{V}^{\mathrm{T}} \tag{10}$$

其中：$\boldsymbol{U}=[\boldsymbol{u}_1,\boldsymbol{u}_2,\cdots,\boldsymbol{u}_N]$和$\boldsymbol{V}=[\boldsymbol{v}_1,\boldsymbol{v}_2,\cdots,\boldsymbol{v}_N]$均为正交阵；$\boldsymbol{D}=[\mathrm{diag}(\sigma_1,\sigma_2,\cdots,\sigma_q),0]$为奇异值矩阵；$\sigma_1,\sigma_2,\cdots,\sigma_q$为矩阵$\boldsymbol{A}$的非零奇异值；$q$为矩阵$\boldsymbol{A}$的秩。

奇异差分谱降噪利用奇异值差分谱筛选非零奇异值的主奇异值，通过设定其他奇异值为0降低矩阵$\boldsymbol{A}$的冗余性。奇异值差分谱定义为

$$b_i=\sigma_i-\sigma_{i+1}\quad(i=1,2,\cdots,q-1)\tag{11}$$

奇异差分谱最大突变点k(k为奇异值序号)处的前k个奇异值为主奇异值，后面的为噪声成分[15]。利用主奇异值进行重构，得到降噪矩阵

$$\boldsymbol{E}=\sigma_1\boldsymbol{u}_1\boldsymbol{v}_1^{\mathrm{T}}+\sigma_2\boldsymbol{u}_2\boldsymbol{v}_1^{\mathrm{T}}+\cdots+\sigma_k\boldsymbol{u}_k\boldsymbol{v}_k^{\mathrm{T}}\tag{12}$$

提取降噪矩阵$\boldsymbol{E}$的对角线元素实现一维信号的故障特征增强。

3 仿真分析

为验证本研究方法的有效性，利用式(13)所示的多分量信号$s(t)$仿真滚动轴承复合故障信号。

$$\begin{cases}s(t)=h_1(t)+h_2(t)+n(t)\\h_1(t)=1.5\exp(-350t_1)\sin(2\pi f_1t)\\t_1=\mathrm{mod}(t,1/f_i)\\h_2(t)=3\exp(-4\,000t_2)\sin(2\pi f_2t)\\t_2=\mathrm{mod}(t,1/f_o)\end{cases}\tag{13}$$

其中：$h_1(t)$和$h_2(t)$分别为2个不同冲击频率的故障冲击脉冲信号；$h_1(t)$的冲击特征频率f_i=120 Hz，共振频率f_1=3 kHz；$h_2(t)$的冲击特征频率f_o=80 Hz，共振频率f_2=1 kHz；$n(t)$为模拟环境噪声，加噪后$s(t)$的信噪比为−3 dB。

图1为复合故障仿真信号的时域波形、幅值谱及包络谱。复合故障信号的时域冲击特性被噪声削弱。幅值谱虽在1 kHz和3 kHz处存在共振频带，但低频段无法直接识别故障特征频率。仿真信号的包络谱在$h_2(t)$的冲击特征频率f_o及其倍频处出现谱峰，但$h_1(t)$的冲击特征频率f_i被淹没。传统分析方法无法提取完整的故障特征信息。

图2为仿真信号的AIF分解结果，得到3个IMF分量，分别以$h_1(t)$和$h_2(t)$的冲击周期作为特定周期，计算各个IMF分量的相关峭度，记作CK_{T_i}和CK_{T_o}。

图3为仿真信号各IMF分量的相关峭度分布。可见，IMF_2的CK_{T_i}值最大，IMF_2包含的主要故障特征信息与$h_1(t)$相关。

图4为IMF_2的特征提取结果。对IMF_2进行时时变换，图4(a)为IMF_2的二维时时变换谱。对其进行奇异差分谱降噪，结果如图4(b)所示。图4(c)为IMF_2的特征增强信号。降噪后时时变换矩阵对角线元素的冲击性更强，充分抑制了噪声。图4(d)为图4(c)所示信号的包络谱分析结果，在120，240和360 Hz这3个频率处具有突出峰值，有效提取了复合故障中微弱冲击信号$h_1(t)$的故障特征信息。

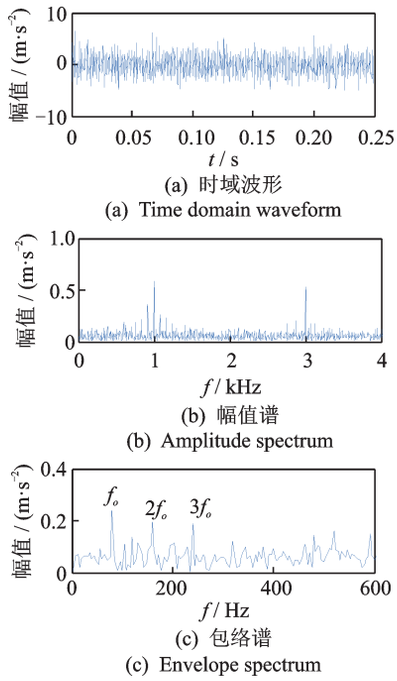


图1 仿真信号的时域波形、幅值谱及包络谱

Fig.1 Time waveform, amplitude spectrum and envelope spectrum the of simulated signal

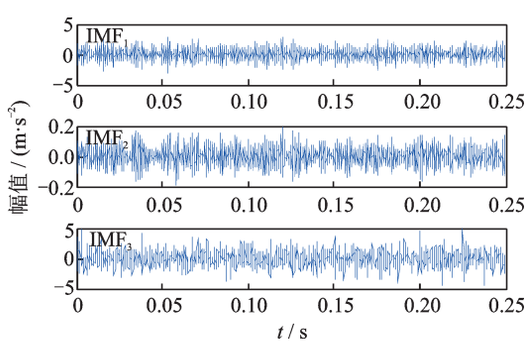


图2 仿真信号的AIF分解结果

Fig.2 The AIF decomposing results of the simulated signal

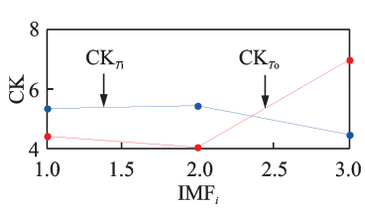


图3 仿真信号各IMF分量的相关峭度分布

Fig.3 The correlated kurtosis distribution map of each IMF of the simulated signal

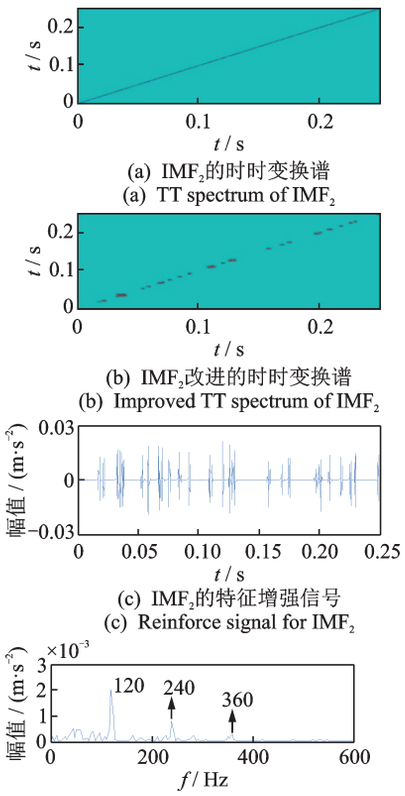


图 4　IMF_2 的特征提取结果

Fig.4　The identifying results of fault features for IMF_2

4　故障诊断实例

图 5 为故障轴承的故障位置。轴承型号为 SKF6205，实验工作转速 f_r=1 466 Hz，计算得到其内圈故障特征频率 f_i=132.31 Hz，外圈故障特征频率 f_o=87.59 Hz，滚动体故障特征频率为 f_b=57.58 Hz。振动信号由安装在轴承座上的 PCB 加速度传感器采集，信号采样频率为 12 800 Hz。

图 6 为实验信号的时域波形、幅值谱及包络谱。由于噪声等因素影响，时域波形和幅值谱无明显的故障特征，包络谱仅能反映出外圈的故障特征信息。相对于外圈故障冲击，内圈的冲击到传感器需要经历更长的传递过程，故内圈故障信号较为微弱，图 6(c)未能体现内圈故障特征信息。



图 5　轴承的故障位置

Fig.5　Failure site of bearing

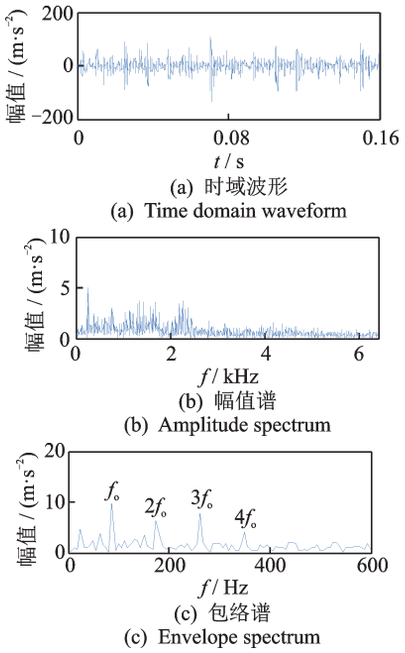


图 6　实验信号的时域波形、幅值谱及包络谱

Fig.6　Time waveform, amplitude spectrum and envelope spectrum of the test signal

对实验信号进行 AIF 分解，产生 4 个 IMF 分量，图 7 为实验信号的 AIF 分解结果。分别以内圈、外圈故障冲击周期作为特定周期参数计算各 IMF 分量的相关峭度，记作 CK_{T_i} 和 CK_{T_o}。为说明选取相关峭度准则作为故障特征分量筛选的合理性，将滚动体故障冲击周期作为特定周期参数计算各 IMF 分量的相关峭度，记作 CK_{T_b}。图 8 为实验信号各 IMF 分量的相关峭度分布。可知，4 个 IMF 分量的 CK_{T_b} 值均较小，分布均匀，说明各个特征分量不包含滚动体故障信息。IMF_1 的 CK_{T_i} 最大，为内圈故障特征分量；IMF_4 的 CK_{T_o} 最大，为外圈故障特征分量。

对 IMF_1 进行改进的时时变换特征增强分析，

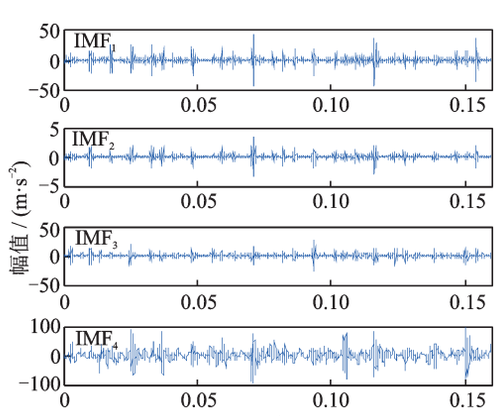


图 7　实验信号的 AIF 分解结果

Fig.7　The AIF decomposing results of the test signal

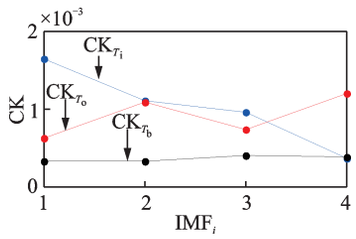


图 8 实验信号各 IMF 分量的相关峭度分布

Fig.8 The correlated kurtosis distribution map of each IMF of the test signal

图 9 为本研究方法对内圈故障特征的识别结果。

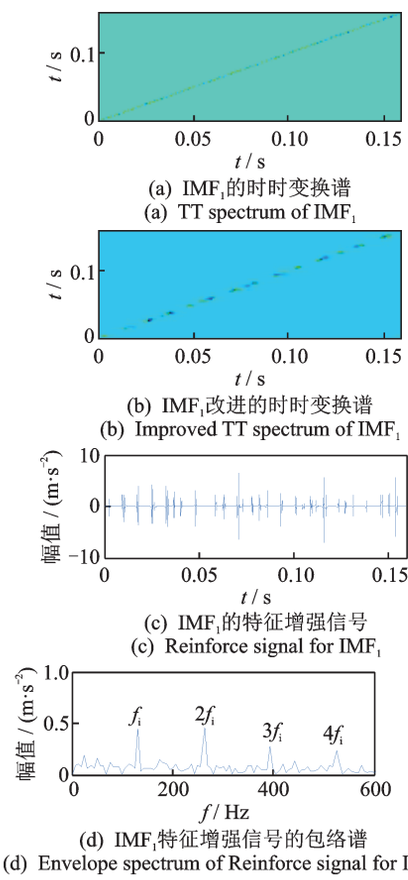


图 9 本研究方法对内圈故障特征的识别结果

Fig.9 The inner race fault feature extraction result by the proposed method

其时时变换谱如图 9(a),(b)所示,经改进的 TT 增强后,信号的冲击特性明显加强。增强信号的时域波形如图 9(c)所示,经过故障特征增强后,原特征分量的噪声被抑制,对特征增强信号进行包络谱分析,结果如图 9(d)所示,充分反映出滚动轴承的内圈微弱复合故障特征。分别计算 AIF 分解后 IMF_1 的峭度为 15.38,经过改进的 TT 变换增强后 IMF_1 的峭度为 35.40,信号的冲击成分明显加强。

图 10 为实验信号的 EMD 分解,得到 8 个 IMF。图 11 为分解信号的包络谱。IMF_1 和 IMF_2 含有明显的冲

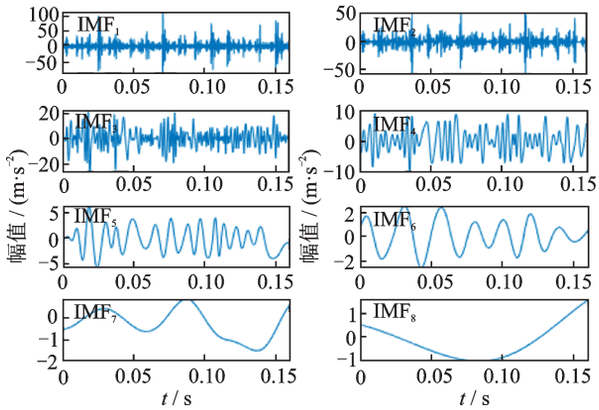


图 10 实验信号的 EMD 分解

Fig.10 The EMD decomposing results of the test signal

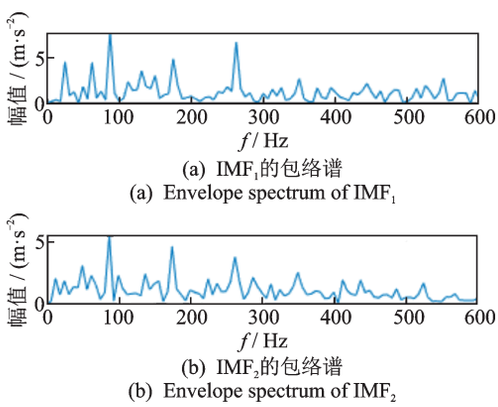


图 11 分解信号的包络谱

Fig.11 Envelope spectrum of decomposing signal

击成分,对其进行包络分析,如图 11(a)(b)所示,不能有效分离出轴承故障信号内外圈故障的信息,提取不到内圈故障特征。本研究方法明显优于 EMD 分解方法。

5 结 论

1) 自适应迭代滤波方法具有良好的分解特性,能够将混合在一起的多分量故障特征信号进行有效分离,利用最大相关峭度准则可以实现故障特征分量的筛选。

2) 利用改进的时时变换对所筛选的故障特征分量进行降噪,可有效抑制噪声对故障特征信号的影响,强化故障特征分量的冲击特征,有利于提取微弱故障特征频率。

3) 提出的基于 IFA 和改进的时时变换的滚动轴承故障诊断方法成功提取出复合故障信号的微弱故障特征,丰富了滚动轴承状态监测与故障早期诊断方法。

参 考 文 献

[1] 袁宪锋,颜子琛,周风余,等.SSAE 和 IGWO-SVM 的滚动轴承轴承故障诊断[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 spare auto-encoding network and IGWO-SVM[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(2): 405-413. (in Chinese)

[2] GRASSO M, CHATTERTON S, PENNACCHI P, et al. A data-driven method to enhance vibration signal decomposition for rolling bearing fault analysis [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2016, 81: 126-147.

[3] 徐冠基，曾柯，柏林．基于 SPSO 优化 Multiple Kernel-TWSVM 的滚动轴承个诊断[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 SPOS optimization multiple kernel-TWSVM [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(5):973-979. (in Chinese)

[4] LI Y, ZUO M J, LIN J, et al. Fault detection method for railway wheel flat using an adaptive multiscale morphological filter[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 84:642-658.

[5] 王宏超，陈进，董广明．基于最小熵解卷积与稀疏分解的滚动轴承微弱故障特征提取[J]．机械工程学报，2013，49(1)：88-94.
WANG Hongchao, CHEN Jin, DONG Guangming. Fault diagnosis method for rolling bearing′s weak fault based on minimum entropy deconvolution and sparse decomposition [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(1):88-94. (in Chinese)

[6] MCDONALD G L, ZHAO Q, ZUO M J. Maximum correlated kurtosis deconvolution and application on gear tooth chip fault detection [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 33(1):237-255.

[7] 徐亚军，于德介，孙云嵩，等．滚动轴承故障诊断的阶比多尺度形态学解调方法[J]．振动工程学报，2013，26(2)：252-259.
XU Yajun, YU Dejie, SUN Yunsong, et al. Roller bearing fault diagnosis using order multi-scale morphology demodulation[J]. Journal of Vibration Engineering, 2013, 26(2):252-259. (in Chinese)

[8] 唐贵基，邓飞跃．基于改进谐波小波包分解的滚动轴承复合故障特征分离方法[J]．仪器仪表学报，2015，36(1)：143-151.
TANG Guiji, DENG Feiyue. Compound fault feature separation method of rolling element bearing based on improved harmonic wavelet packet decomposition [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2015, 36(1): 143-151. (in Chinese)

[9] LIU J. Adaptive iterative filtering methods for nonlinear signal analysis and applications[D]. [S. l.]: Georgia Institute of Technology, 2013.

[10] CICONE A, LIU J, ZHOU H. Adaptive local iterative filtering for signal decomposition and instantaneous frequency analysis [J]. Applied and Computational Harmonic Analysis, 2016, 41(2):384-411.

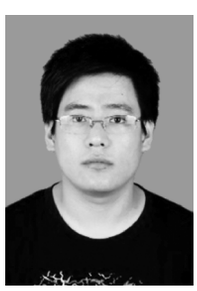
[11] 唐贵基，王晓龙．自适应最大相关峭度解卷积方法及其在轴承早期故障诊断中的应用[J]．中国电机工程学报，2015，35(6)：1436-1444.
TANG Guiji, WANG Xiaolong. Adaptive maximum correlated kurtosis deconvolution method and its application on incipient fault diagnosis of bearing[J]. Proceeding of the CSEE, 2015, 35(6):1436-1444.(in Chinese)

[12] PINNEGARCR, MANSINHA L. A method of time-time analysis: the TT-transform[J]. Digital Signal Processing, 2003, 13(4): 588-603.

[13] 梅娟，黄纯，戴栩生，等．采用 TT 变换的电能质量扰动检测与分类方法[J]．电力系统及其自动化学报，2016，28(3)：24-29.
MEI Juan, HUANG Chun, DAI Xusheng, et al. Detection and classification of power quality disturbances using TT-transform [J]. Proceeding of the CSU-EPSA, 2016, 28(3): 24-29. (in Chinese)

[14] 唐贵基，庞彬．ITT 变换在风电机组滚动轴承故障诊断中的应用[J]．电力自动化设备，2017，37(9)：83-89.
TANG Guiji, PANG Bin. Application of ITT transform in fault diagnosis of wind turbine rolling bearing [J]. Electric Power Automation Equipment, 2017, 37(9):83-89. (in Chinese)

[15] 赵学智，叶邦彦，陈统坚．奇异值差分谱理论及其在车床主轴箱故障诊断中的应用[J]．机械工程学报，2010，46(1)：100-108.
ZHAO Xuezhi, YE Bangyan, CHEN Tongjian. Difference spectrum theory of singular value and its application to the fault diagnosis of headstock of Lathe [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(1): 100-108. (in Chinese)



第一作者简介：刘宝华，男，1981 年 8 月生，硕士、副教授。主要研究方向为航天产品结构可靠性测试技术及机电系统创新设计。
E-mail：382774027@qq.com

通信作者简介：张穆勇，男，1977 年 7 月生，博士、讲师。主要研究方向为动力机械状态监测及故障诊断，机电系统可靠性分析。
E-mail：zhangmuyong@126.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.023

中空型超声电机定子的有效机电耦合系数分析*

汪红星， 刘 军， 朱 华， 潘政阳
（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）

摘要 为了提高中空型超声电机的输出效率，对电机定子的有效机电耦合系数进行了研究分析。首先，利用等效电路法分析了电机定子的压电阻抗特性，确定了有效机电耦合系数的计算方法；其次，通过ANSYS软件对电机定子的压电阻抗特性进行了有限元仿真，分析了定子的振动模态、金属弹性体和压电陶瓷的结构尺寸对有效机电耦合系数的影响；然后，根据仿真结果设计制作了4个不同的定子，并利用阻抗分析仪对4个定子进行了测试，实测值与仿真值进行对比，相对误差均小于10%，获得的阻抗特性曲线和仿真结果相吻合；最后，将4个定子装配成样机，并搭建了电机性能测试平台进行实验测试，4个样机均获得了较好的输出性能。实验结果表明，提高定子的有效机电耦合系数能获得较低的功耗，进而提高电机的输出效率，具有较高的工程应用价值。

关键词 中空超声电机；压电阻抗特性；有限元分析；有效机电耦合系数；输出性能
中图分类号 TH113.2；TM359.4

引 言

超声电机是利用压电材料的逆压电效应发展起来的新型电机，其基本工作原理是通过激发弹性体的谐振把高频交流电能转换为定子的振动机械能，进而依靠摩擦来驱动运动体做回转或直线运动。其中，行波型旋转超声电机是目前研究较为成熟的一种，其低速大扭矩、直驱、无噪音及断电自锁等独特优点已在航空航天、精密仪器等领域得到广泛应用[1-4]。

超声电机存在电机效率较低的缺点，目前已知的超声电机最高效率为55%，其余大部分在10%～40%之间。压电陶瓷作为超声电机的核心部件，其材料性能的优劣直接决定了电机效率的高低[5-6]。采用同样的压电材料，金属弹性体的材料属性、振动模态、几何结构及压电陶瓷的几何形状等多种不同变量组成定子时，输出效率差别巨大。因此，可用定子的有效机电耦合系数来反映电机的输出效率[7-10]。文献[11-13]分析计算了压电换能器的有效机电耦合系数，以纵向和弯曲振动的换能器为例，研究了一种通过改变电极形状来优化换能器有效机电耦合系数的方法。文献[14-16]对压电元件结构的有效机电耦合系数的计算方法进行了分析，研究了长压电片中电荷抵消效应对有效机电耦合系数的影响，证实了在有限元模型中加强电极等电位条件的重要性。文献[17-19]对压电薄膜声波谐振器的效率进行了研究，发现薄膜压电材料的机械因子对薄膜谐振器的有效机电耦合系数有着显著影响。目前，针对行波型超声电机有效机电耦合系数的研究较少[20-22]。

笔者以自制的外径为70 mm的中空行波型超声电机为研究对象，对电机定子的有效机电耦合系数进行研究分析。有限元仿真与实验结果表明，提高定子的有效机电耦合系数能获得较低的功耗，进而提高电机的输出效率。

1 中空型超声电机的结构

笔者自制的中空行波型超声电机的结构如图1所示。电机主要由底座、定子、转子、预压力螺母和外壳组成，其外径为70 mm。采用特定极化分区的压电陶瓷环粘贴在金属弹性体上组成定子，以激发定子相应的工作模态，并用锁紧螺母将定子内圈固支在底座上。转板与中空转轴一体化设计组成转

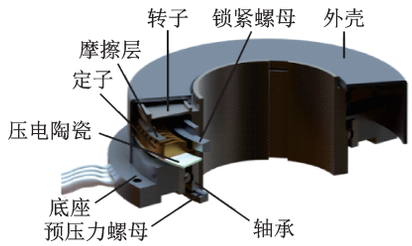


图1 电机结构
Fig.1 Motor structure

* 国家基础研究发展计划（“九七三”计划）资助项目（2015CB057501）；江苏高校优势学科建设工程资助项目
收稿日期：2020-08-05；修回日期：2020-10-25

子，然后通过预压力螺母将转子和定子压紧。

2　有效机电耦合系数

由于表示超声电机定子振动特性的压电振动系统与振荡电路系统具有相似的线性微分方程，利用机电系统相似理论，可以将定子的质量、刚度和阻尼等效为合适的电子元器件，从而实现对超声电机特性分析的仿真。超声电机定子在第 n 阶振动模态谐振点附近工作时的振动特性可以用图 2 所示的等效电路表示[23-24]，图中：C_0 为压电陶瓷的静态电容；R_d 为压电陶瓷的介电损耗电阻；Z_0，Z_m 分别为机电系统的静态阻抗和动态阻抗；L_m，C_m，R_m 分别为等效电感、动态电容和等效电阻。

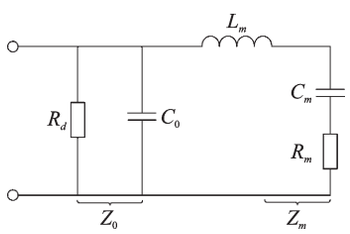


图 2　电机定子等效电路

Fig.2　Motor stator equivalent circuit

根据等效电路图，静态阻抗 Z_0 和动态阻抗 Z_m 可以分别表示为

$$Z_0=\frac{R_d}{1+\mathrm{i}\omega C_0 R_d} \tag{1}$$

$$Z_m=R_m+\mathrm{i}\omega L_m+\frac{1}{\mathrm{i}\omega C_m} \tag{2}$$

假设静态导纳和动态导纳分别为 Y_0 和 Y_m，则可推导出

$$Y_0=\frac{1}{R_d}+\mathrm{i}\omega C_0=G_0+\mathrm{i}B_0 \tag{3}$$

$$Y_m=\frac{R_m}{R_m^2+(\omega L_m-1/\omega C_m)^2}+\mathrm{i}\frac{1/\omega C_m-\omega L_m}{R_m^2+(\omega L_m-1/\omega C_m)^2}=G_m+\mathrm{i}B_m \tag{4}$$

其中：$\mathrm{i}=\sqrt{-1}$；ω 为激励角频率；G_0，B_0 分别为并联支路的静态电导和静态电纳；G_m，B_m 分别为串联支路的动态电导和动态电纳。

等效电路的总导纳可表示为

$$\begin{cases} Y=\dfrac{1}{Z}=Y_0+Y_m=G+\mathrm{i}B \\ G=1/R_d+\dfrac{R_m}{R_m^2+(\omega L_m-1/\omega C_m)^2} \\ B=\omega C_0+\dfrac{1/\omega C_m-\omega L_m}{R_m^2+(\omega L_m-1/\omega C_m)^2} \end{cases} \tag{5}$$

其中：G，B 分别为定子的总电导和总电纳。

整理式(5)，可以得到

$$\left(G-\frac{1}{R_d}-\frac{1}{2R_m}\right)^2+(B-\omega C_0)^2=\left(\frac{1}{2R_m}\right)^2 \tag{6}$$

取横坐标作为电导，纵坐标作为电纳。当超声电机定子在谐振角频率 ω_s 附近产生弯曲行波振动时，式(6)中 ωC_0 可以近似看作常数 $\omega_s C_0$，则等效电路图中总导纳的矢量终端轨迹为一个圆，其圆心为 $(1/R_d+1/2R_m,\omega_s C_0)$，半径为 $1/2R_m$，定子导纳圆示意图如图 3 所示。

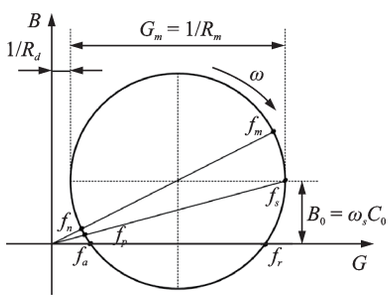


图 3　定子导纳圆示意图

Fig.3　Schematic diagram of stator admittance circle

导纳圆中含有 6 个特征频率，其中：f_m 与 f_n 分别为最大导纳频率和最小导纳频率；f_s 与 f_p 分别为串联谐振频率和并联谐振频率；f_r 与 f_a 分别为谐振频率和反谐振频率。已经证明，在一般情况下，通过合理近似，可以认为

$$\begin{cases} f_m=f_r=f_s \\ f_n=f_a=f_p \end{cases} \tag{7}$$

根据等效电路图和导纳圆图，结合压电材料机电耦合系数的计算方法，可以得到超声电机定子的有效机电耦合系数计算公式为

$$k_{\mathrm{eff}}^2=\frac{C_m}{C_0+C_m}=\frac{f_p^2-f_s^2}{f_p^2}=\frac{f_a^2-f_r^2}{f_a^2} \tag{8}$$

由式(8)可知，定子的有效机电耦合系数 k_{eff} 与静态电容 C_0 和动态电容 C_m 有关，降低 C_0 或提高 C_m 均可以增大有效机电耦合系数。静态电容 C_0 反映的是定子的电学特性，与压电陶瓷的电学参数及结构尺寸密切相关；动态电容 C_m 反映的是定子的振动特性，与金属弹性体的材料、振动模态及结构尺寸密切相关。因此，有必要进一步研究压电陶瓷和金属弹性体的结构尺寸对有效机电耦合系数的影响，并通过合理的设计来提高行波超声电机的能量利用率。

3　有限元阻抗仿真分析

3.1　有限元建模仿真

为了分析定子振动模态和结构参数对有效机电

耦合系数的影响，利用有限元分析软件 ANSYS15.0 对定子进行仿真计算。定子结构几何模型如图 4 所示，其中：D_1 和 D_2 分别为定子的外径和内径；H_1 和 L_1 分别为定子的底座厚度和宽度；H_2 和 L_2 分别为定子的齿高和齿宽；H_3 和 L_3 分别为压电陶瓷的厚度和宽度。定子由金属弹性体和压电陶瓷环组成，其中：弹性体材料为锡磷青铜，牌号为 QSn6.5；压电陶瓷材料为 PZT-8，与金属弹性体固定连接。定子材料属性和结构参数分别如表 1 和表 2 所示。

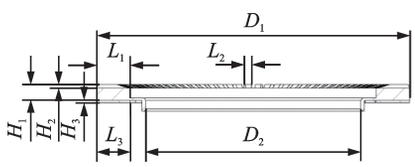


图 4　定子结构几何模型

Fig.4　Geometric model of the stator structure

表 1　定子材料属性

Tab.1　Stator material properties

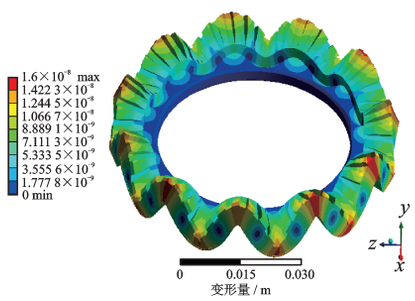
属性	锡磷青铜（Qsn6.5）	压电陶瓷（PZT-8）
质量密度/($kg\cdot m^{-3}$)	8 800	7 500
弹性模量/GPa	110	$\begin{bmatrix} 120.6 & 53.5 & 51.5 & 0 & 0 & 0 \\ 53.5 & 120.6 & 51.5 & 0 & 0 & 0 \\ 51.5 & 51.5 & 104.5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 31.3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 31.3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 34.6 \end{bmatrix}$
泊松比	0.3	—
压电常数/($C\cdot m^{-2}$)	—	$\begin{bmatrix} 0 & 0 & -4.1 \\ 0 & 0 & -4.1 \\ 0 & 0 & 14.0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10.3 & 0 \\ 10.3 & 0 & 0 \end{bmatrix}$
介电常数/($F\cdot m^{-1}$)	—	$\begin{bmatrix} 6.04 & 0 & 0 \\ 0 & 6.04 & 0 \\ 0 & 0 & 6.04 \end{bmatrix} \times 10^{-9}$

表 2　定子结构参数

Tab.2　Stator structure parameters　　mm

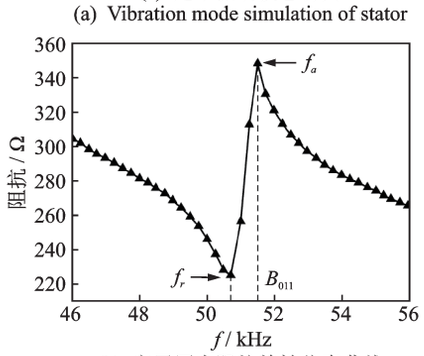
结构参数	初始尺寸	设计空间
D_1	70	70
D_2	48	48
H_1	2.7	[1.5,4.5]
H_2	0.8	[0.5,2.5]
H_3	0.5	[0.5,1.5]
L_1	7.5	[4, 8]
L_2	0.8	[0.5,1.5]
L_3	7.5	[4, 8]

行波超声电机的振动模态通常用 B_{0n} 表示，其中 n 为节径数。利用压电分析模块和谐响应分析模块，将正弦激励信号幅值设为 1 V_{rms}，可以得到定子的压电阻抗特性仿真曲线。通过分析曲线，可以提取出定子在 B_{0n} 振动模态处的谐振频率 f_r 和反谐振频率 f_a，代入式(8)即可求得定子的有效机电耦合系数仿真值。初始定子模型的工作模态为 B_{011} 模态，其振动模态仿真及压电阻抗特性仿真曲线如图 5 所示。



(a) 定子振动模态仿真

(a) Vibration mode simulation of stator



(b) 定子压电阻抗特性仿真曲线

(b) Piezoelectric impedance characteristic simulation curve of stator

图 5　定子振动模态仿真及压电阻抗特性仿真曲线

Fig.5　Vibration mode simulation and piezoelectric impedance characteristic simulation curve of stator

3.2　振动模态对有效机电耦合系数的影响

对初始定子模型进行模态分析，边界条件为内圈固支、外圈自由，可得到定子在 20～70 kHz 频率范围内的 50 阶模态振型及其对应的模态频率，选取其中的 B_{0n} 模态进行分析，如表 3 所示。当模态一致时，模态频率稍有偏差且振型的空间相位相差 90°，这就是对称结构在同一频率下的简并模态，其正交的振型正是合成电机定子行波运动所需的两相驻波。

由于定子工作模态是由两相在空间上相差一个波长的压电陶瓷激振所产生，考虑到两相振动对称，n 一般取为奇数。因此，该定子的工作模态可以设计为 B_{07}，B_{09} 或 B_{011}。为了更好地激发出定子所需要的工作模态，压电陶瓷片需要进行对应的极化分区设计，压电陶瓷的极化分区如图 6 所示。

仿真定子在不同工作模态下对应的压电阻抗特

表 3　定子 B_{0n} 模态分析

Tab.3　Stator B_{0n} modal analysis

振动阶数	振动模态	模态频率/Hz	振动阶数	振动模态	模态频率/Hz
1	B_{07}	23 623	23	B_{010}	43 532
2	B_{07}	23 632	24	B_{010}	43 546
5	B_{08}	29 706	35	B_{011}	51 114
6	B_{08}	29 708	36	B_{011}	51 120
14	B_{09}	36 378	45	B_{012}	59 042
15	B_{09}	36 389	46	B_{012}	59 045

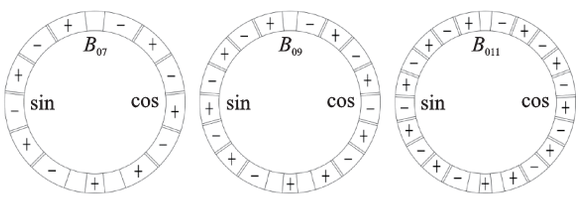
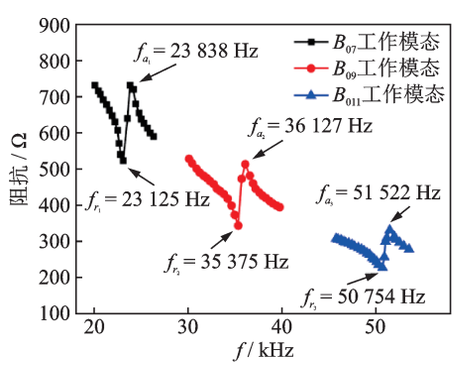


图 6　压电陶瓷的极化分区

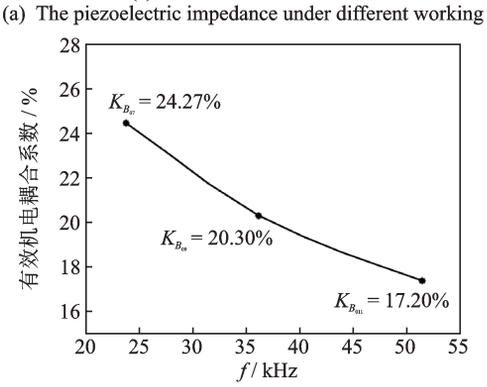
Fig.6　Polarisation partitioning of piezoelectric ceramics

性曲线，可以得到定子工作模态对有效机电耦合系数的影响，不同工作模态下的压电阻抗与有效机电耦合系数如图 7 所示。由图 7(a)可知：定子 B_{07} 工作模态的谐振、反谐振频率分别为 23 125 和 23 838 Hz；B_{09} 工作模态的谐振、反谐振频率分别为 35 375 和 36 127 Hz；B_{011} 工作模态的谐振、反谐振频率分别为 50 754 和 51 522 Hz。由图 7(b)可知：定子 B_{07} 工作模态的有效机电耦合系数为 24.27%；B_{09} 工作模态的有效机电耦合系数为 20.30%；B_{011} 工作模态的有效机电耦合系数为 17.20%。仿真结果表明，当模态阶数增大时，模态频率增大，谐振点附近的阻抗模减小，有效机电耦合系数呈递减趋势。



(a) 不同工作模态下的压电阻抗

(a) The piezoelectric impedance under different working modes



(b) 不同工作模态下的有效机电耦合系数

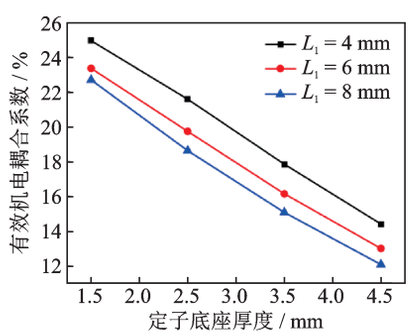
(b) The effective electromechanical coupling coefficient under different working modes

图 7　不同工作模态下的压电阻抗与有效机电耦合系数

Fig.7　The piezoelectric impedance and effective electromechanical coupling coefficient under different working modes

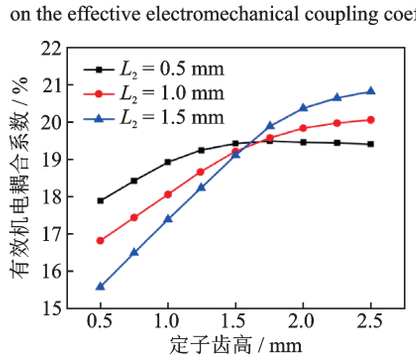
3.3　金属弹性体结构尺寸对有效机电耦合系数的影响

金属弹性体是超声电机传递能量的重要部件，其材料属性、几何结构等对定子的振动模态、振速振幅及有效机电耦合系数等有着较大的影响。笔者假设定子工作模态为 B_{011}，在保持金属弹性体材料一定、内径和外径大小不变的前提下，分析底座厚度 H_1 和宽度 L_1、齿高 H_2 和齿宽 L_2 对有效机电耦合系数 k_{eff} 的影响，仿真结果如图 8 所示。由图 8(a)可见：有效机电耦合系数随着定子底座厚度和宽度的增大而减小，底座厚度从 1.5 mm 增大至 4.5 mm，有效机电耦合系数平均减小 0.1 左右；底座宽度从 4 mm 增大至 8 mm，有效机电耦合系数平均减小 0.03 左右。由图 8(b)可见：有效机电耦合系数总体上随着定子



(a) 定子底座厚度和宽度对有效机电耦合系数的影响

(a) The influence of the thickness and width of the stator base on the effective electromechanical coupling coefficient



(b) 定子齿高和齿宽对有效机电耦合系数的影响

(b) The influence of stator tooth height and tooth width on effective electromechanical coupling coefficient

图 8　定子结构尺寸对有效机电耦合系数的影响

Fig.8　The influence of stator structure dimensions on the effective electromechanical coupling coefficient

齿高的增大而增大，并趋于平缓。齿宽和齿高的比值L_2/H_2太大或太小均会使得有效机电耦合系数降低，当比值L_2/H_2约为0.6时，定子获得较大的有效机电耦合系数。

3.4 压电陶瓷结构尺寸对有效机电耦合系数的影响

压电陶瓷是超声电机能量转换的核心部件，其材料属性、几何结构等对定子的振动性能会产生直接的影响。在压电陶瓷材料、B_{011}极化分区方式保持不变的前提下，分析压电陶瓷环的厚度H_3和宽度L_3对有效机电耦合系数k_{eff}的影响，结果如图9所示。由图可以看出，有效机电耦合系数随着压电陶瓷宽度的减小而增大，随着压电陶瓷厚度的增加而先增大后减小。当陶瓷宽度保持不变，厚度为1 mm左右时，k_{eff}相对较大。

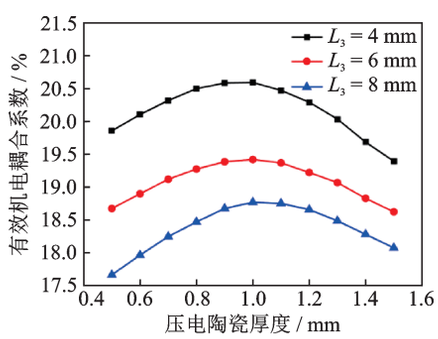


图9 压电陶瓷厚度和宽度对有效机电耦合系数的影响

Fig.9 The influence of piezoelectric ceramic thickness and width on effective electromechanical coupling coefficient

4 实验验证

4.1 定子阻抗测试

为了验证定子振动模态及相关结构尺寸参数对有效机电耦合系数影响的仿真结果，设计制作了4种样机定子，其实物如图10所示。其中：A型定子使用B_{011}模态，B型定子使用B_{09}模态，构成对照组I；B型和C型定子的金属弹性体结构尺寸有所差别，构成对照组II；C型和D型定子的压电陶瓷环结构尺寸有所差别，构成对照组III。压电陶瓷环经过环氧胶粘贴在金属弹性体上，并在800 N、60℃恒压恒温下固化4 h。4个定子的振动模态及结构参数设计如表4所示。

首先，对A，B，C，D这4个定子进行有限元建模仿真，得到了定子的压电阻抗特性仿真曲线；其次，利用阻抗分析仪（Agilent 4294A）测试，得到了4个定子的实际压电阻抗特性曲线，仿真与实测对比如图11所示；最后，经过进一步计算，得到了有效机电耦合系数

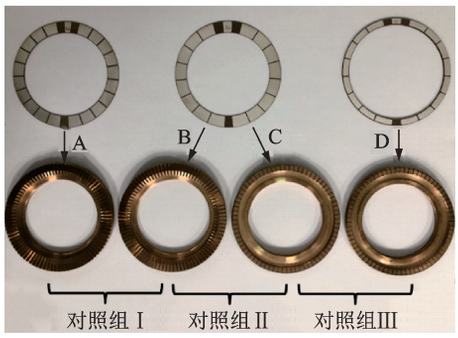


图10 4个定子的实物图

Fig.10 Four different physical drawings of the stator

表4 4个定子的振动模态及结构参数设计

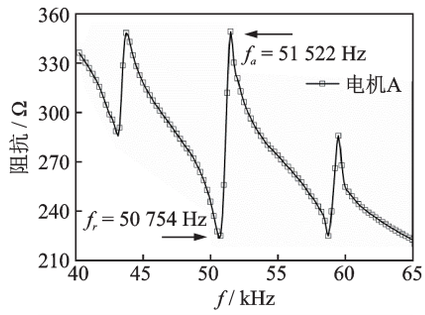
Tab.4 Design of vibration modes and structural parameters of four stators mm

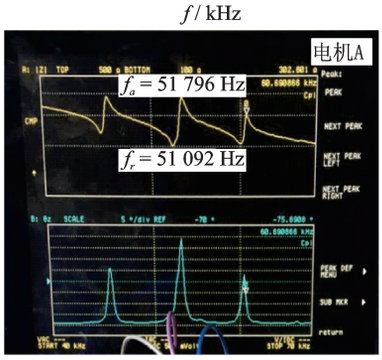
定子型号	H_1	H_2	H_3	L_1	L_2	L_3	模态
A	2.7	0.8	0.5	7.5	0.8	7.5	B_{011}
B	2.7	0.8	0.5	7.5	0.8	7.5	B_{09}
C	1.5	1.5	0.5	4.0	1.0	7.5	B_{09}
D	1.5	1.5	1.0	4.0	1.0	4.0	B_{09}

的仿真值k_{eff0}和实测值k_{eff1}，4个定子的有效机电耦合系数仿真与实测对比如表5所示。由于有限元仿真没有考虑压电材料的损耗，总体上看，仿真值k_{eff0}比实测值k_{eff1}略大，但是相对误差均小于10%。其中：定子A的仿真误差最小，为4.692%；定子B的仿真误差最大，为9.533%。定子A，B，C，D的仿真值k_{eff0}和实测值k_{eff1}均依次增大，实测结果与仿真结果比较吻合。

4.2 样机输出性能实验验证

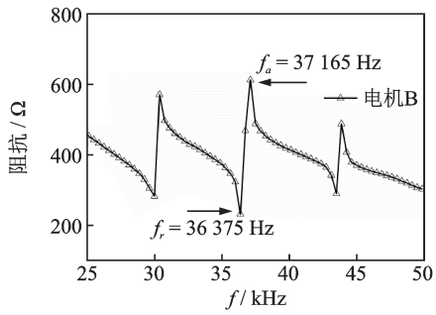
将A，B，C，D这4个定子与转子（钛合金，TC4）装配成如图1结构的中空型超声电机，并搭建了实验装置，电机性能测试平台见图12。1个信号发生器（AFG3022B）和2个高频功率放大器（HFVP-83A）组成电机的驱动电源，电机安装在底座上，与旋转编码器（BS80T20-5C-5000BM）、扭矩传感器（WDH-2TX3）及弹簧负载同轴联接。利用丝杠螺母机构实现弹簧的压缩，从而为电机提供1个可调节的摩擦力矩负载。4个电机的装配预压力为500 N，驱动电压为440 V_{pp}，在反谐振频率附近分别测得电机的机械特性曲线如图13所示。分析可知：电机A在51.2 kHz的频率处获得最高转速为65 r/min，失速转矩为1.2 N•m；电机B在37.2 kHz的频率处获得最高转速为70 r/min，失速转矩为1.2 N•m；电机C在25.4 kHz的频率处获得最高转速为74 r/min，失速转矩为1.5 N•m；电机D在22.8 kHz的频率处获得最高转速为70 r/min，失速转矩为1.4 N•m。

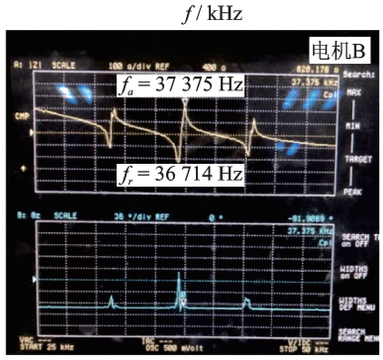




(a) 定子A的阻抗特性仿真与实测对比

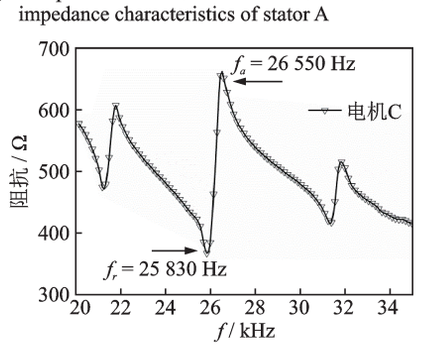
(a) Comparison of simulation and actual measurement of impedance characteristics of stator A

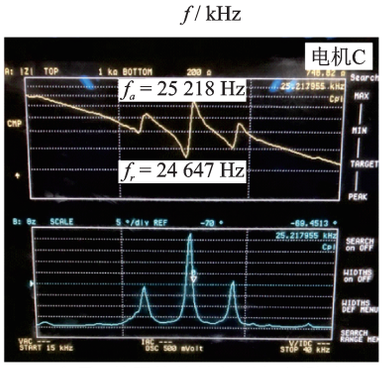




(b) 定子B的阻抗特性仿真与实测对比

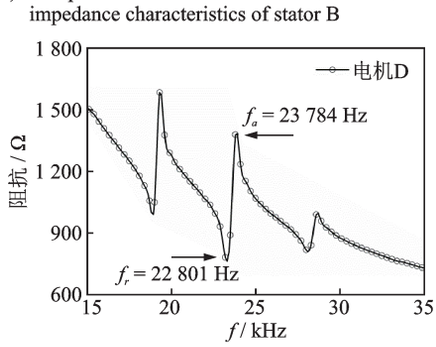
(b) Comparison of simulation and actual measurement of impedance characteristics of stator B

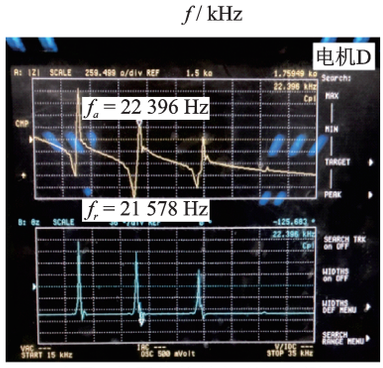




(c) 定子C的阻抗特性仿真与实测对比

(c) Comparison of simulation and actual measurement of impedance characteristics of stator C





(d) 定子D的阻抗特性仿真与实测对比

(d) Comparison of simulation and actual measurement of impedance characteristics of stator D

图 11　4个定子阻抗特性仿真与实测对比

Fig.11　Comparison of simulation and actual measurement of impedance characteristics of four stators

电机功耗曲线和电机最大效率曲线分别如图 14 和图 15 所示，由图可知：当驱动频率大于反谐振频率时，空载输入功率随着频率的减小而减小，电机最大效率随着频率的减小而增大；当驱动频率继续减小并靠近谐振频率时，空载输入功率快速增大，而电机最大效率却减小，电机运行不稳定且出现明显噪音。

综合来看，A，B，C，D这4个样机均在反谐振频率点处获得良好的输出性能，且空载输入功率依次减小，最大效率依次增大。其中：电机A的功耗最大，效率最低，其最小空载输入功率为43.2 W，最大输出效率为5.79%；电机D的功耗最小，效率最高，其最小空载输入功率为15.0 W，最大输出效率为19.87%。4个电机的最大效率均小于其定子的有效机电耦合系数，

表 5 4个定子的有效机电耦合系数仿真与实测对比

Tab.5 Comparison of simulation and actual measurement of effective electromechanical coupling coefficients of four stators %

定子型号	仿真值 k_{eff0}	实测值 k_{eff1}	仿真误差
A	17.202	16.431	4.692
B	20.509	18.724	9.533
C	23.131	21.160	9.315
D	28.452	26.780	6.243

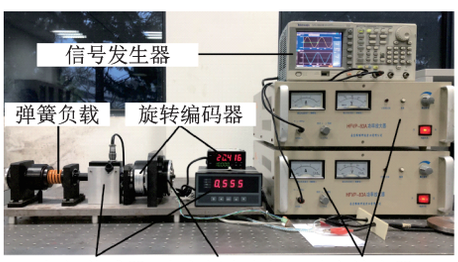


图 12 电机性能测试平台

Fig.12 Motor performance test platform

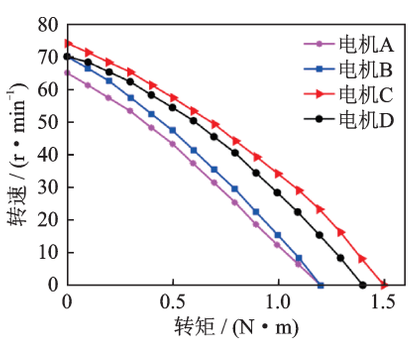


图 13 电机机械特性曲线

Fig.13 Mechanical characteristic curve of motor

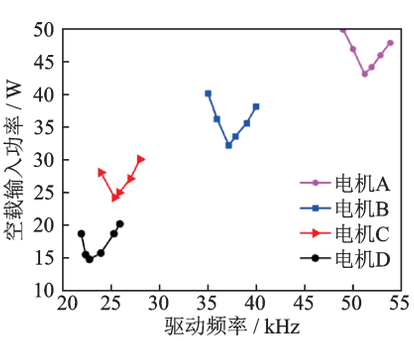


图 14 电机功耗曲线

Fig.14 Motor power consumption curve

且二者的变化趋势保持一致,4个电机的最大效率与有效机电耦合系数对比如图16所示。

5 结束语

定子的振动模态、金属弹性体的结构尺寸及压电陶瓷环的结构尺寸等参数对有效机电耦合系数有较大影响。有限元压电阻抗仿真分析与样机定子实测表明,降低定子工作模态的阶数、减小金属弹性体的底座厚度、增加齿宽和齿高及减小压电陶瓷的静态电容等措施均有助于提高定子的有效机电耦合系数。此外,电机输出性能测试表明,提高定子的有效机电耦合系数,能获得较低的功耗,进而提高电机的输出效率。虽然对有效机电耦合系数进行研究对改善电机效率具有促进作用,但经研究后设计的样机有效机电耦合系数和输出效率仍然较低。因此,若要显著提高行波型超声电机的输出效率,不仅要合理设计电机定子的振动模态和结构参数,更关键的是要改善压电陶瓷的材料,提高其自身的机电耦合系数。

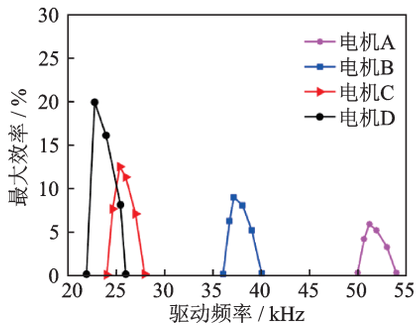


图 15 电机最大效率曲线

Fig.15 Maximum efficiency curve of motor

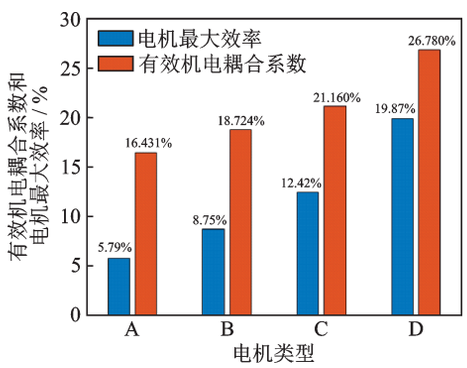


图 16 4个电机的最大效率与有效机电耦合系数对比

Fig.16 Comparison of maximum efficiency and effective electromechanical coupling coefficient of four motors

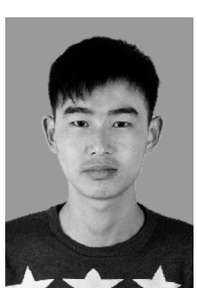
参 考 文 献

[1] 赵淳生. 超声电机技术与应用[M]. 北京:科学出版社, 2010:14-19.

[2] 郭语, 陆庆, 孙志峻, 等. 行波型球形超声电机定子的优化设计[J]. 压电与声光,2020,42(1):77-82.
GUO Yu, LU Qing, SUN Zhijun, et al. Optimization design of stator for traveling wave spherical ultrasonic motor[J]. Piezoelectric & Acoustooptic, 2020,42(1):77-82. (in Chinese)

[3] 王楠. 中空型超声电机及其在舵机中的应用研究[D].

南京：南京航空航天大学，2019.
[4] 郎梦梦. 中空型行波超声电机的研究[D]. 郑州：郑州大学，2019.
[5] CHO J, RICHARDS R, BAHR D, et al. Efficiency of energy conversion by piezoelectrics[J]. Applied Physics Letters, 2006, 89(10):104107.
[6] RICHARDS C, ANDERSON M, BAHR D, et al. Efficiency of energy conversion for devices containing a piezoelectric component[J]. Journal of Micromechanics and Microengineering, 2004, 14(5):717-721.
[7] UCHINO K. High electromechanical coupling piezoelectrics-how high energy conversion rate is possible[J]. MRS Online Proceeding Library Archive, 1996, 459: 3-14.
[8] WANG Q M, DU X H, XU B M, et al. Electromechanical coupling and output efficiency of piezoelectricbending actuators[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 1999, 46(3):638-646.
[9] CHEN W S, ZHANG Q. Modelling on electromechanical coupling process of a bending type piezoelectric ultrasonic transducer[R]//Fifth Asia International Symposium on Mechatronics (AISM 2015). Guilin, China: IET, 2015.
[10] 阚君武，唐可洪，任玉，等. 压电单晶梁发电机的能量效率[J]. 光学精密工程，2008, 16(12):2398-2405.
KAN Junwu, TANG Kehong, REN Yu, et al. Energy efficiency of piezoelectric monomorph cantilever generator[J]. Optical and Precision Engineering, 2008, 16(12):2398-2405. (in Chinese)
[11] ARONOV B. On the optimization of the effective electromechanical coupling coefficients of a piezoelectric body[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2003, 114(2):792-800.
[12] ZHANG Q, SHI S J, CHEN W S. An electromechanical coupling model of a bending vibration type piezoelectric ultrasonic transducer[J]. Ultrasonics, 2016, 66:18-26.
[13] WANG P F, LIU J K, CHEN W S, et al. Study on electromechanical coupling model of piezoelectric ultrasonic transducer[C]//2013 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. Takamatsu, Japan:IEEE, 2013.
[14] TRINDADE M A, BENJEDDOU A. Effective electromechanical coupling coefficients of piezoelectric adaptive structures: critical evaluation and optimization[J]. Mechanics of Advanced Materials and Structures, 2009, 16(3):210-223.
[15] LIANG X, HU S L, SHEN S P. Effects of surface and flexoelectricity on a piezoelectric nanobeam[J]. Smart Materials and Structures, 2014, 23(3):035020.
[16] ZHANG H, WANG Z, ZHANG S Y. Electrode effects on frequency spectra and electromechanical coupling factors of HBAR[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2005, 52(6):1020-1025.
[17] CHEN Q M, WANG Q M. The effective electromechanical coupling coefficient of piezoelectric thin-film resonators[J]. Applied Physics Letters, 2005, 86(2): 321-322.
[18] ZHANG R, JIAO X Q, YANG J, et al. Electrode influence on effective electromechanical coupling coefficient of thin film bulk acoustic resonators[J]. Materials Research Innovations, 2014, 18(S4):606-609.
[19] MASAKI T, HAJIME Y, YUKIO Y, et al. Effective electromechanical coupling coefficient (kt2) for fundamental mode of thickness extensional mode thin film bulk acoustic wave resonator fabricated by ZnO thin film [J]. Vacuum, 2002, 66(3/4):463-466.
[20] KUMAMOTO S, HOSODA K, TAKEMURA K. Improvement of driving efficiency of ultrasonic motor by improvement of vibration configuration[R]//2014 IEEE International Ultrasonics Symposium. Chicago, IL, USA: IEEE, 2014.
[21] ROMLAY F, YUSOFF W, PIAH K. Increasing the efficiency of traveling wave ultrasonic motor by modifying the stator geometry[J]. Ultrasonics, 2016, 64:177-185.
[22] SHI J Z, LIU B. Optimum efficiency control of traveling-wave ultrasonic motor system[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2011, 58(10):4822-4829.
[23] MANABU A, YOSHIRO T. Simplified equivalent circuit of ultrasonic motor and its application to estimation of motor characteristics[J]. Japanese Journal of Applied Physics, 1996, 34(5S):2752-2755.
[24] SHERRIT S, WIEDERICK H D, MUKHERJEE B K, et al. An accurate equivalent circuit for the unloaded piezoelectric vibrator in the thickness mode[J]. Journal of Physics D: Applied Physics, 1997, 30(16): 2354-2363.



第一作者简介：汪红星，男，1996年1月生，硕士生。主要研究方向为精密驱动与控制系统。
E-mail:whx_whx@nuaa.edu.cn

通信作者简介：朱华，男，1978年8月生，博士、副研究员。主要研究方向为精密驱动与控制系统、智能制造非标流水线与专机、工厂制造执行系统与SCADA系统等。
E-mail:hzhu103@nuaa.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.024

基于低秩与稀疏分解的层合板损伤定位*

颜津玮， 曹善成， 徐 超
（西北工业大学航天学院 西安，710072）

摘要 针对基于结构振型参数的损伤定位方法抗噪性差、对微小损伤不敏感以及对多损伤识别性能低等问题，基于振型低秩性与损伤分布稀疏性提出了一种复合材料层合板多损伤识别方法。首先，使用高斯-拉普拉斯算子（Laplacian of Gaussian，简称 LoG）求解曲率模态；其次，利用鲁棒主成分分析提取曲率模态中损伤诱导产生的奇异值进行损伤定位；然后，提出了一个鲁棒损伤定位指标用于融合多个曲率模态的损伤信息；最后，使用带损伤复合材料层合板数值模拟与实验数据验证了方法的有效性。结果表明，该方法无需无损结构参考信息，便可准确地定位复合材料层合板中多个小面积损伤。

关键词 复合层合板；高斯-拉普拉斯算子；曲率模态；损伤定位；鲁棒主成分分析
中图分类号 TH113；TU33

引 言

复合材料结构因其比强度高、可设计性强等优点，在航空航天领域得到广泛应用，但在服役过程中会产生损伤或性能退化，直接影响各有效载荷功能的发挥。因此，迫切需要对复合材料结构开展损伤识别以及健康监测，保证其服役期间的可靠性与安全性[1-2]。在结构损伤识别方面，基于振动的识别方法能同时提供全局和局部损伤特征，因而被广泛应用于航天、土木与机械工程领域[3-4]。本研究主要讨论一种基于结构特征挠度振型的损伤定位方法，这里的结构特征挠度振型指的是具有结构空间挠度信息的形变特征，如模态振型或工作振型。

在工程应用中，特征挠度振型的高阶导数对局部损伤更为敏感，能有效放大损伤诱导的局部结构形变[5-6]。然而，利用数值差分法计算特征挠度振型的高阶导数的稳定性差，即使微小噪声也可能被成倍放大，最终降低损伤识别的准确性[7]。因此，许多学者常使用统计方法、平滑技术及小波变换等方法来减少测量噪声对特征挠度振型及其导数的影响[8-10]。Cao 等[11]将复小波方法用于分析梁类结构的曲率模态以实现多损伤的检测，并验证了该方法的准确性与抗噪性。

除直接检测特征挠度振型或其导数的局部形变外，另一类方法是基于损伤数据，利用拟合或低秩模型构造无损结构的特征挠度振型，计算两者之间的差异来进行损伤识别，即认为一个无损复合材料板结构的特征挠度振型或其导数均是平滑的，或者说当将其特征挠度振型或其导数的数据按照测量网格上各点的顺序对应排列成一个数据矩阵时，这个矩阵是一个低秩矩阵。刘伟等[12]等利用基函数拟合损伤结构的曲率模态，从而构建健康状态的曲率模态模型，利用两者差的绝对值来定位损伤。

在实际应用中，常难以获得无损结构的参考数据，且测量的特征挠度振型易受到测量噪声的污染。此外，单个特征挠度振型对损伤的敏感程度依赖于损伤的位置，且存在损伤检测盲区[13]。针对这些问题，笔者提出了一种基于三西格玛准则的不依赖参考数据的复合材料结构多损伤识别方法。该方法可高效提取曲率模态中的损伤信息，并基于三西格玛准则对损伤信息进行标准化处理，进而融合多源损伤信息构建本研究所提出的多损伤定位指标，提高了多损伤识别的可靠性。

1 基本理论

1.1 基于高斯-拉普拉斯算子的曲率模态计算

对于正交各向异性层组成的对称层合板，根据

* 中央高校基本科研业务费资助项目（3102019HTQD011）；陕西省自然科学基础研究计划资助项目（2020JQ-109）；国家自然科学基金资助项目（12102346）
收稿日期：2020-09-10；修回日期：2021-05-19

经典层合板理论，弯矩与板的挠度关系为

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & 0 \\ D_{12} & D_{22} & 0 \\ 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ -\dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ -2\dfrac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{bmatrix} \tag{1}$$

其中：M_x为x方向的弯矩；M_y为y方向的弯矩；M_{xy}为扭矩；$w(x,y)$为板在z方向上的位移；弯曲刚度$D_{ij}=\frac{1}{3}\sum_{k=1}^{N}\left(\dot{Q}_{ij}\right)_k(z_k^3-z_{k-1}^3)$，$z_k$为第$k$层单层板的中心坐标，$\left(\dot{Q}_{ij}\right)_k$为第$k$层单层板的刚度系数。

损伤改变了层合板的局部刚度，引起特征挠度振型在损伤位置产生了局部形变，因此能够通过特征挠度振型来进行损伤定位。在板的损伤识别中，特征挠度振型的曲率对损伤更为敏感[11]。根据小斜率假设，曲率模态能够近似为二阶偏导数，因此常使用二阶中心差分法计算曲率模态。

使用二阶中心差分法计算曲率会严重放大噪声的影响，降低损伤识别的有效性和准确性[14]。因此，应在损伤识别之前去除测量噪声的影响，如高斯平滑与小波变换等方法能够在不同空间尺度下对原始振型参数进行处理，抑制振型参数的测量噪声和局部细节信息，使得处理后的模态振型变得平滑。因此，笔者使用高斯平滑方法对模态振型$\Phi(x,y)$进行处理，将模态振型$\Phi(x,y)$与给定尺度参数σ的高斯函数进行卷积，得

$$L(x,y;\sigma)=\Phi(x,y)*g(x,y;\sigma)=\int_{-\infty}^{+\infty}\int_{-\infty}^{+\infty}\Phi(x-u,y-v)g(u,v;\sigma)\mathrm{d}u\mathrm{d}v \tag{2}$$

其中：σ为高斯函数的标准差；$*$代表卷积算子；$g(u,v;\sigma)$为一个高斯函数。

二维各向同性高斯平滑函数是旋转对称的，其形式为

$$g(x,y;\sigma)=\frac{1}{2\pi\sigma^2}\mathrm{e}^{-\frac{(x^2+y^2)}{2\sigma^2}} \tag{3}$$

由于卷积积分的微分性质，使用拉普拉斯算子来计算经过高斯函数卷积处理后模态振型$L(x,y;\sigma)$的曲率，等价于将原始模态振型$\Phi(x,y)$与高斯-拉普拉斯算子进行卷积，可表示为

$$\nabla^2 L(x,y;\sigma)=\nabla^2\Phi(x,y)*g(x,y;\sigma)=\Phi(x,y)*\nabla^2 g(x,y;\sigma) \tag{4}$$

其中：$\nabla^2=\frac{\partial^2}{\partial x^2}+\frac{\partial^2}{\partial y^2}$为拉普拉斯算子。

通过使用高斯-拉普拉斯算子可以避免将二阶中心差分法直接应用于模态振型$\Phi(x,y)$，模态振型测量噪声的影响可以通过调节尺度参数σ的大小进行抑制。高斯-拉普拉斯算子为

$$\nabla^2 g(x,y;\sigma)=-\frac{1}{\pi\sigma^4}\left(1-\frac{x^2+y^2}{2\sigma^2}\right)\mathrm{e}^{-\frac{(x^2+y^2)}{2\sigma^2}} \tag{5}$$

1.2　鲁棒主成分分析方法

传统主成分分析方法易受数据中奇异值的影响，难以有效提取损伤引起模态振型的空间形变特征。因此，应研究如何基于损伤状态下的曲率模态$\boldsymbol{\Phi}^{wd}$获得无损结构曲率模态$\boldsymbol{L}$和损伤诱导产生的局部形变特征$\boldsymbol{S}$。在鲁棒主成分分析方法中，可以通过主成分追踪（principal component pursuit，简称PCP）、离群值追踪以及重复再加权最小平方法等不同方法将$\boldsymbol{\Phi}^{wd}$分解成一个低秩矩阵$\boldsymbol{L}$加上一个稀疏矩阵$\boldsymbol{S}$[15]。基于PCP方法，这个问题可以描述为

$$\begin{aligned} &\min_{L,S}\|\boldsymbol{L}\|_*+\xi\|\boldsymbol{S}\|_1 \\ &\text{s.t.}\ \boldsymbol{L}+\boldsymbol{S}=\boldsymbol{\Phi}^{''d} \end{aligned} \tag{6}$$

其中：ξ为平衡参数；$\|\boldsymbol{L}\|_*$为矩阵$\boldsymbol{L}$的核范数；$\|\boldsymbol{S}\|_1$为矩阵$\boldsymbol{S}$的l_1范数。

$\boldsymbol{\Phi}^{wd}$在测量或计算时总是受到测量噪声的污染，为确保稀疏矩阵$\boldsymbol{S}$的稳健性和精确性，应考虑噪声对$\boldsymbol{\Phi}^{wd}$每个元素的影响，改进的式(6)为

$$\begin{aligned} &\min_{L,S}\|\boldsymbol{L}\|_*+\xi\|\boldsymbol{S}\|_1 \\ &\text{s.t.}\left\|\boldsymbol{\Phi}_p^{''d}-\boldsymbol{L}-\boldsymbol{S}\right\|\leqslant\varepsilon \end{aligned} \tag{7}$$

式(6)中的约束被松弛为$\left\|\boldsymbol{\Phi}_p^{''d}-\boldsymbol{L}-\boldsymbol{S}\right\|\leqslant\varepsilon(\varepsilon>0)$，设$\xi$为$1/\sqrt{\max(n_1,n_2)}$。这种凸优化算法[16]有效地解决了鲁棒主成分分析方法的问题，使其在人脸图像处理和背景建模领域表现优异[17]。

1.3　鲁棒多损伤识别指标

笔者利用计算得到的稀疏矩阵$\boldsymbol{S}$，提出了一种基于三西格玛准则的鲁棒多损伤识别指标。首先将每个测量点对应的s_{ij}值视作随机值，再定义标准化损伤指标为

$$\tilde{s}_{ij}=\left(s_{ij}-\dot{s}\right)\big/\sigma_s \tag{8}$$

其中：$\dot{s}$与σ_s分别为稀疏矩阵$\boldsymbol{S}$中所有项的均值和标准差。

标准化的稀疏矩阵$\tilde{\boldsymbol{S}}$中非零元素可以定位损伤，但因受测量噪声影响，其也包含了大量非损伤引起的非零元素。为了去除这些非零元素，实现鲁棒的损伤识别，笔者采用统计假设检验的方法来筛选

数据。设零假设H_0为在第l个测量点上不存在损伤，其备择假设H_1在第l个测量点上存在损伤，此时损伤识别的问题转化为了在某个显著性水平下接受H_1或拒绝H_0的概率问题。无损结构数据矩阵分离得到的稀疏矩阵$\tilde{S}$中的元素大部分位于$\left[\mu-3\sigma_{\tilde{S}},\mu+3\sigma_{\tilde{S}}\right]$的范围内，$\mu(\mu=0)$和$\sigma_{\tilde{s}}(\sigma_{\tilde{s}}=1)$分别为矩阵$\tilde{S}$中所有项的平均值和标准差。位于此范围之外的离群值散布于板的表面，但损伤的存在会导致更多位于$\left[\mu-3\sigma_{\tilde{S}},\mu+3\sigma_{\tilde{S}}\right]$之外的离群值，且这些离群值聚集于损伤附近。因此，笔者取$\left[\mu-3\sigma_{\tilde{S}},\mu+3\sigma_{\tilde{S}}\right]$之外的离群值($\tilde{s}_{\alpha/2}=\mu+3\sigma_S$，$\alpha=0.002\,7$)用于损伤识别。

对于落在$|\tilde{s}_{ij}|<\tilde{s}_{\alpha/2}$中的值，则认为这些值所位于的测量点处没有损伤，故将对应的$\tilde{s}_{ij}$值设为0。因此，对某个确定的曲率模态，更新后的损伤指标为

$$\tilde{s}_{ij}=\begin{cases}|\tilde{s}_{ij}| & (|\tilde{s}_{ij}|\geqslant\tilde{s}_{\alpha/2})\\ 0 & (|\tilde{s}_{ij}|<\tilde{s}_{\alpha/2})\end{cases} \tag{9}$$

对于N_r阶曲率模态，定义一个鲁棒多损伤指数为

$$DI_{ij}=\frac{1}{N_r}\sum_{r=1}^{N_r}\tilde{s}^r{}_{ij} \tag{10}$$

笔者使用特征挠度振型中典型的模态振型对鲁棒多损伤识别方法进行说明，在实际中也可使用工作振型来进行鲁棒多损伤识别。

2 数值模拟

数值模拟选用四边固支的4层碳/环氧树脂复合材料层合板，其尺寸为0.6 m×0.6 m×0.01 m，每层厚度相等，均为0.002 5 m，铺层角度为(0°/90°/90°/0°)。材料具体参数如下：E_1=109.34 GPa；$E_2=E_3$=8.82 GPa；$G_{12}=G_{13}$=4.32 GPa；G_{23}=3.20 GPa；$\upsilon_{12}=\upsilon_{13}$=0.342；$\upsilon_{23}$=0.520；$\rho$=1 500 kg/m^3。在ABAQUS中，使用八节点的连续壳单元对复合材料层合板进行模拟计算。复合材料层合板被离散为60×60×4个单元，每个单元尺寸为0.01 m×0.01 m×0.002 5 m，并将板的四边固支。笔者分别对具有1个分层损伤区域的板件和具有2个分层损伤区域的板件进行研究，其有限元模型如图1所示。

数值算例1中，损伤中心位置位于(0.30 m，0.30 m)处，损伤区域面积为0.08 m×0.08 m。数值算例2中，2个损伤中心位置分别位于(0.14 m，0.30 m)和(0.46 m，0.30 m)，面积均为0.08 m×0.08 m。两个算例中，损伤均为复合材料层合板对称面单侧方向上0°与90°铺层之间的分层损伤。

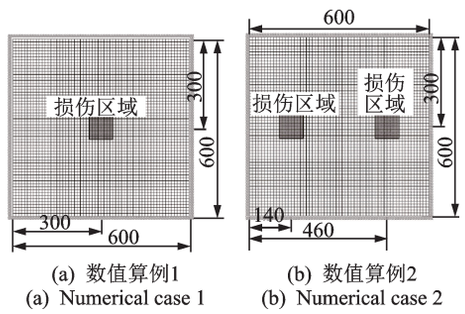


图1 复合材料层合板的有限元模型(单位：mm)

Fig.1 Finite element models of composite laminates (unit: mm)

为了更好地模拟实际实验情况，以式(11)产生的高斯白噪声施加于模态振型数据

$$\tilde{\Phi}_r(x,y)=\Phi_r(x,y)+n_n n_{\text{level}}\sigma\left(\Phi_r(x,y)\right) \tag{11}$$

其中：$\Phi_r(x,y)$为第r阶模态振型；x和y为板平面上的坐标；$\tilde{\Phi}_r(x,y)$为加噪声后的模态振型；n_n为均值为0且方差为1的正态分布的高斯白噪声；n_{level}为设置在[0，1]范围内的噪声水平参数；$\sigma\left(\Phi_r(x,y)\right)$为第$r$阶模态振型的标准方差。

将n_{level}=0.1%的高斯白噪声(信噪比为60.10 dB)施加于数值算例1的第11阶振型，然后分别使用二阶中心差分法和尺度参数σ=1，1.5，2的高斯-拉普拉斯算子计算第11阶振型在x-y平面上的平均曲率，结果如图2所示。

图2表明，二阶中心差分法受测量噪声的影响较大，而高斯-拉普拉斯算子在计算曲率模态时具有良好的抗噪性能[18]。对比图2(b，c，d)，随着尺度参

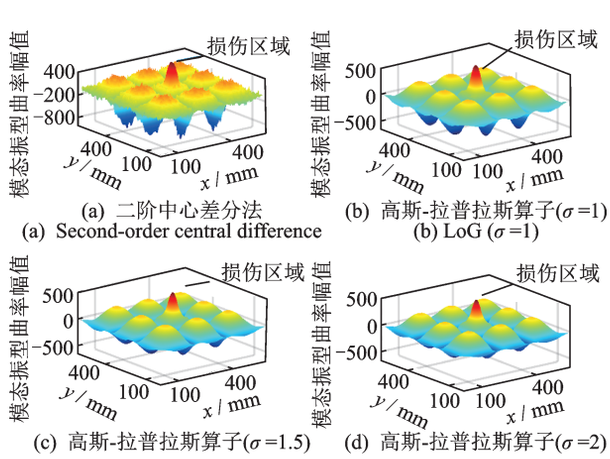


图2 数值算例1的x-y平面上的第11阶振型平均曲率

Fig.2 The mean curvature on the x-y plane of numerical example 1 based on the 11th mode shape

数σ的增大，曲率模态趋于平缓，有效去除了测量噪声的影响，但损伤诱导的特征也受到一定抑制。因此，应选择合适的尺度参数以在抑制测量噪声的同时保留损伤诱导的形状奇异点。对比图2中各尺度参数的性能，笔者使用尺度参数σ=1.5的高斯-拉普拉斯算子对模态振型进行处理。

基于第11阶模态振型数据，分别使用传统主成分分析方法和鲁棒主成分分析方法对数值算例1进行损伤识别[16]，结果如图3所示。在图3中，红色矩形表示实际损伤区域。

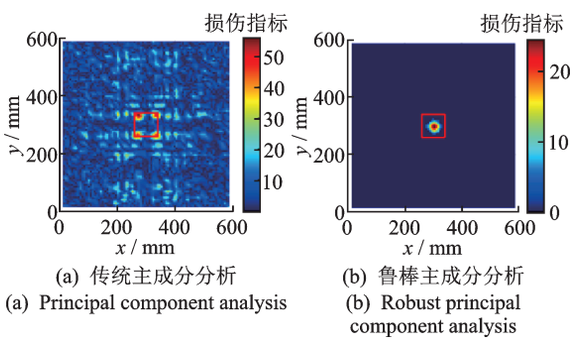


图3　数值算例1第11阶模态振型的损伤识别结果

Fig.3　Damage detection results based on the 11th mode shape of numerical example 1

实验结果表明：传统主成分分析方法对损伤区域的定位效果较差，在损伤区域出现了4个较大异常值区且受噪声影响比较严重；而鲁棒主成分分析方法可以准确地检测到分层损伤区域。此外，在图3(b)中，损伤识别结果受高斯-拉普拉斯算子尺度参数的平滑影响，由原始正方形被平滑为近似圆形。

采用数值算例1和2中的第10阶模态振型数据，用鲁棒主成分分析方法进行损伤识别，结果如图4所示。图4(a)仅能呈现数值算例1中分层损伤的损伤边界，这说明仅使用单一模态振型数据对复合材料的分层损伤进行识别，无法得到稳定的损伤识别结果。图4(b)表明，仅使用单一的第10阶模态振型数据进行损伤识别，无法有效定位数值算例2中的多个损伤。因此，应综合使用多阶模态振型数据的损伤信息进行鲁棒多损伤识别。

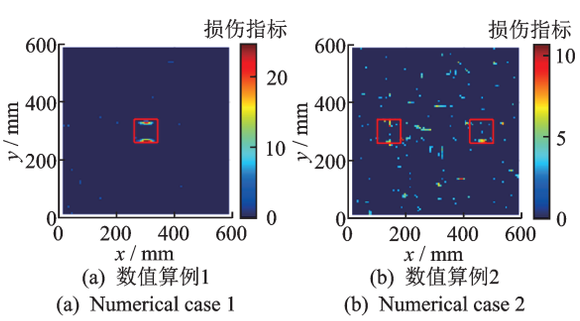


图4　基于第10阶模态振型的损伤识别结果

Fig.4　Damage detection results based on the 10th mode shape

为此，利用2个数值算例的第10～15阶模态振型数据来计算1.3节提出的鲁棒多损伤指数。笔者在计算前对第10～15阶模态振型数据加入n_{level}=0.1%的高斯白噪声污染，以更好地模拟实际实验情况。基于鲁棒主成分分析的鲁棒多损伤识别结果如图5所示，准确地识别出2个数值算例中的分层损伤区域，证明了笔者提出的鲁棒多损伤指标的有效性。此外，更改数值算例1中的损伤大小进行计算，结果表明，在信噪比为60.10 dB的条件下，鲁棒多损伤识别方法最小能够识别层合板总面积0.25%大小的分层损伤。

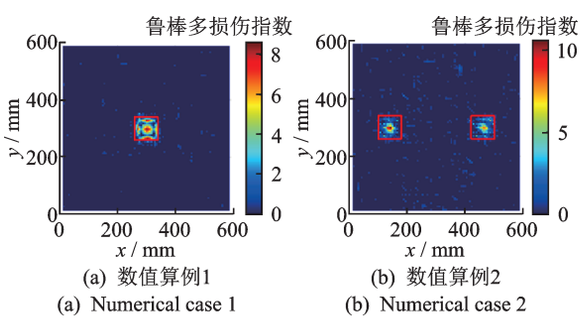


图5　基于鲁棒主成分分析的鲁棒多损伤识别结果

Fig.5　Multi-damage detection results based on robust principal component analysis

3　实验验证

为了在实际应用中验证鲁棒曲率模态计算方法和鲁棒多损伤指数的可靠性，使用Katunin等[19]所给出的实验数据进行测试。

实验采用图6所示的3种含不同损伤的试件，均是尺寸为300 mm×300 mm×2.5 mm的12层玻璃纤维增强环氧基复合材料层合板，铺层为[0°/60°/−60°$_2$/60°/0°]s，分别含有如下损伤：①裂纹损伤，损伤宽度为1 mm，损伤深度为0.5 mm；②正方形区面损伤，损伤深度为0.5 mm；③多损伤，含1个线形域损伤及2个面损伤，损伤深度均为0.5 mm。试件均采用四边固支，测量区域大小为250 mm×250 mm。

应用高斯-拉普拉斯算子计算曲率，基于鲁棒主成分分析方法分别采用3个实验案例中的第2阶模态振型数据进行损伤定位，结果如图7所示。由图可知，仅使用单一的第2阶模态振型数据进行损伤识别，无法有效定位实验案例的所有损伤位置。为了克服此缺点，应使用更多不同阶的模态振型数据来提供损伤识别信息，从而覆盖所有的测量区域。

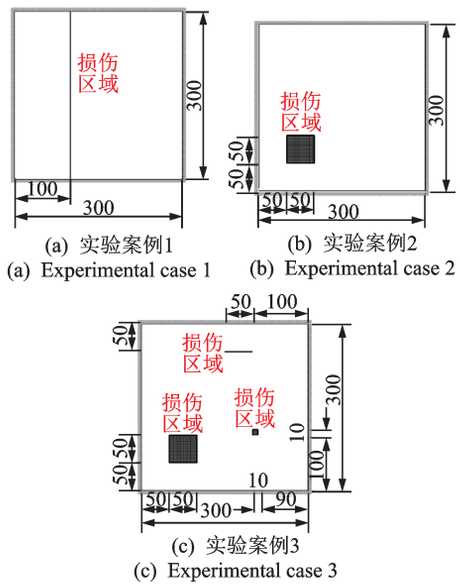


图 6 损伤试件(单位:mm)

Fig.6 Damaged specimen (unit:mm)

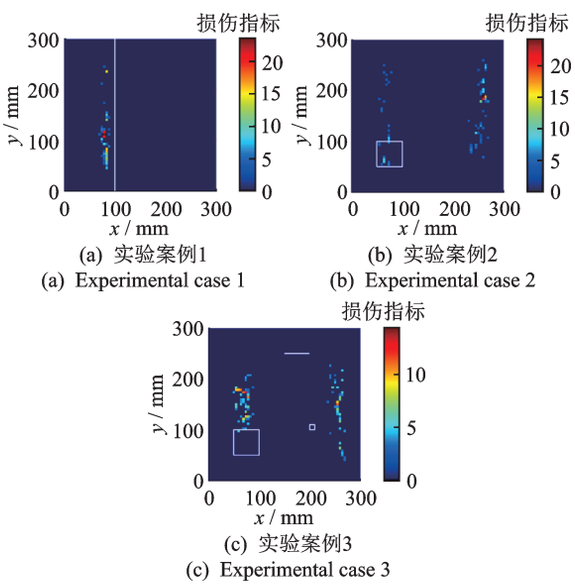


图 7 基于第 2 阶曲率模态的损伤识别结果

Fig.7 Damage detection results based on the 2th mode shape

为了验证这一思想,将第 1~5 阶模态振型中损伤信息组合起来,形成一个鲁棒多损伤指数。基于鲁棒主成分分析的 3 个实验案例的鲁棒损伤识别结果见图 8。结果表明,由第 1~5 阶模态振型得到的多损伤指数是鲁棒的,并且能够对 3 个实验案例的损伤区域有效地进行定位。

综上,在工程应用中损伤的相关信息是未知的,需使用鲁棒多损伤指数对多阶模态振型的损伤信息进行综合,以提高损伤识别的识别能力和精度。

4 结 论

1) 与传统的二阶中心差分法相比,高斯-拉普拉斯算子在曲率计算中具有更强的抗噪性。

2) 与传统主成分分析方法相比,鲁棒主成分分析方法能更有效地提取振型中损伤诱导的局部奇异点。

3) 本研究中鲁棒多损伤指标综合使用多阶模态振型数据的损伤信息,对各种可能的损伤位置都具有敏感性,且能够将复合材料的损伤完整呈像,证明了鲁棒多损伤指数的有效性。

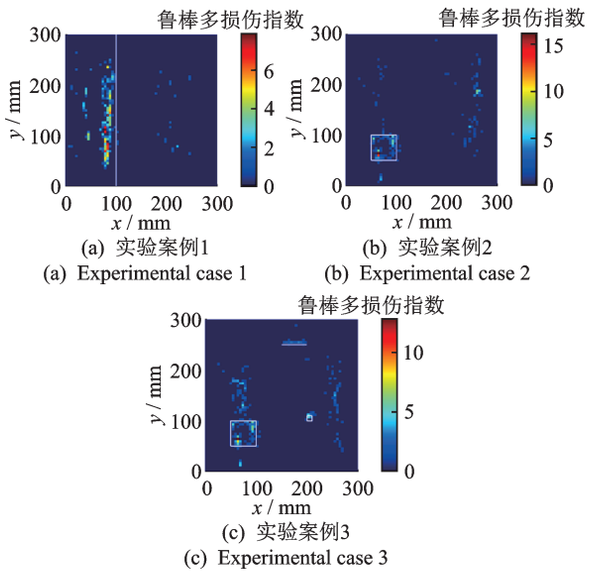


图 8 基于鲁棒主成分分析的鲁棒多损伤识别结果

Fig.8 Multi-damage detection results based on robust principal component analysis

参 考 文 献

[1] 王惠芬,杨碧琦,刘刚. 航天器结构材料的应用现状与未来展望[J]. 材料导报,2018, 32(S1): 395-399.
WANG Huifen, YANG Biqi, LIU Gang. Application status and future prospect of materials for spacecraft structures[J]. Materials Review, 2018, 32(S1): 395-399. (in Chinese)

[2] 熊健, 李志彬, 刘惠彬, 等. 航空航天轻质复合材料壳体结构研究进展[J]. 复合材料学报, 2021, 38(6): 1635-1656.
XIONG Jian, LI Zhibin, LIU Huibin, et al. Advances in aerospace lightweight composite shell structure[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2021, 38(6): 1635-1656. (in Chinese)

[3] 贾九红,蔡晓涛,刘天阳,等. 一种基于固有频率的小支管裂纹损伤评价方法[J]. 噪声与振动控制,2019, 39(6):176-180,234.
JIA Jiuhong, CAI Xiaotao, LIU Tianyang, et al. Damage evaluation of cracked small branch pipes based on natural frequencies [J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(6):176-180,234. (in Chinese)

[4] 安永辉，欧进萍．简支梁桥损伤程度识别的模拟和试验[J]．振动、测试与诊断，2013，33(1)：60-65.
AN Yonghui，OU Jingping．Experimental and numerical studies on damage severity identification of simply supported beam bridge[J]．Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2013，33(1)：60-65.（in Chinese）

[5] 徐华东，王立海，胡志栋．运用曲率模态技术的木梁损伤定量识别[J]．振动、测试与诊断，2011，31(1)：110-114.
XU Huadong，WANG Lihai，HU Zhidong．Quant itative identif ication of wood beam damage using modal curvature theory[J]．Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2011，31(1)：110-114.（in Chinese）

[6] 缪炳荣，杨树旺，王名月，等．利用振动响应的多种结构损伤识别方法比较[J]．振动工程学报，2020，33(4)：724-733.
MIAO Bingrong，YANG Shuwang，WANG Mingyue，et al．Comparison of various structural damage identification methods using vibration response[J]．Journal of Vibration Engineering，2020，33(4)：724-733.（in Chinese）

[7] ABDO M A B．Damage detection in plate-like structures using high-order mode shape derivatives[J]．International Journal of Civil & Structural Engineering，2012，2(3)：801-816.

[8] XU W，CAO M，OSTACHOWICZ W，et al．Two-dimensional curvature mode shape method based on wavelets and Teager energy for damage detection in plates[J]．Journal of Sound and Vibration，2015，347：266-278.

[9] 徐宗美，白润波，张建刚，等．基于振型多分辨复杂度谱的板结构损伤检测[J]．振动、测试与诊断，2017，37(6)：1267-1272.
XU Zongmei，BAI Runbo，ZHANG Jiangang，et al．Damage detection using multi-resolution complexity spectrum of mode shapes for plate structures[J]．Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2017，37(6)：1267-1272.（in Chinese）

[10] 白润波，徐宗美，张建刚．基于双树复小波降噪和Katz分形维迹线融合的板类结构损伤检测[J]．振动与冲击，2017，36(5)：87-94，107.
BAI Runbo，XU Zongmei，ZHANG Jiangang．Damage detection for plate-like structures based on DT-CWT denoising and fusion of Katz′s fractal dimension trajectories[J]．Journal of Vibration and Shock，2017，36(5)：87-94，107.（in Chinese）

[11] CAO M S，XU W，REN W X，et al．A concept of complex-wavelet modal curvature for detecting multiple cracks in beams under noisy conditions[J]．Mechanical Systems and Signal Processing，2016，76：555-575.

[12] 刘伟，高维成，李惠，等．钢筋混凝土空间网格结构曲率模态曲面拟合损伤识别研究[J]．振动与冲击，2013，32(3)：68-74.
LIU Wei，GAO Weicheng，LI Hui，et al．Damage detection based on surface fitting of curvature mode for a reinforced concrete spatial lattice structure[J]．Journal of Vibration and Shock，2013，32(3)：68-74.（in Chinese）

[13] TONDREAU G，DERAEMAEKER A，CUNHA A，et al．Experimental automated localization of small damages of a steel beam using local modal filters[C]//Proceedings of 9th International Conference on Structural Dynamics．Eurodyn：[s.n.]，2014：2419-2425.

[14] MORENO-GARCÍA P，LOPES H，SANTOS J，et al．Damage localisation in composite laminated plates using higher order spatial derivatives[C]//Proceedings of the Eleventh International Conference on Computational Structures Technology．Dubrovnik，Croatia：[s.n.]，2012：4-7.

[15] JIANG M Y，FENG J U．Robust principal component analysis for face subspace recovery[J]．Journal of Computer-Aided Design & Computer Graphics，2012，24(6)：761-765.

[16] VASWANI N，NARAYANAMURTHY P．Static and dynamic robust PCA and matrix completion：a review[J]．Proceedings of the IEEE，2018，106(8)：1359-1379.

[17] CAI N，ZHOU Y，LIU G，et al．Surve of robust principal component analysis methods for moving-object detection[J]．Journal of Image and Graphics，2016，21(10)：1265-1275.

[18] WANG J，XIAOLEI D，ZHOU P．Current situation and review of image segmentation[J]．Recent Patents on Computer Science，2017，10(1)：70-79.

[19] KATUNIN A．Nondestructive damage assessment of composite structures based on wavelet analysis of modal curvatures：state-of-the-art review and description of wavelet-based damage assessment benchmark[J]．Shock and Vibration，2015，2015：735219.



第一作者简介：颜津玮，男，1997年9月生，硕士。主要研究方向为飞行器结构健康监测。
E-mail：jinwei.yan@mail.nwpu.edu.cn

通信作者简介：曹善成，男，1989年10月生，副教授、硕士生导师。主要研究方向为飞行器结构健康监测技术、航天器结构动力学与控制。
E-mail：shancheng.cao@nwpu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.025

基于Guyan缩聚与均布载荷面曲率的柱壳损伤识别*

赵建刚[1]， 张玉祥[1]， 陈家照[1]， 张 鑫[2]
（1.火箭军工程大学导弹工程学院 西安，710025）
（2.哈尔滨工业大学土木工程学院 哈尔滨，150090）

摘要 针对工程中采用模态测试对火箭柱壳结构的蒙皮进行损伤识别时，存在高阶模态较难获取和实际结构测点自由度与模型自由度不匹配的问题，提出基于Guyan缩聚与均布载荷面曲率的损伤识别方法。通过对柱壳蒙皮有限元模型的2次Guyan缩聚，将其平动和转动自由度缩聚到法向上，并以法向的模态振型作为输入参数，构建基于均布载荷面曲率的损伤指标，数值分析了该指标对火箭柱壳蒙皮的损伤识别效果。结果表明：缩聚后的模型能够完全满足工程需求；所提方法只需低阶模态参数，不但可以识别出柱壳结构单损伤和多损伤位置，而且能够给出损伤程度的相对大小。该方法对工程实际中火箭蒙皮的损伤识别具有重要的参考价值。

关键词 损伤识别；模态测试；Guyan缩聚；均布载荷面曲率；火箭柱壳蒙皮
中图分类号 TH703；V415

引 言

大型液体火箭外体主要由蒙皮、隔框及桁条等组成，以柱壳结构蒙皮为基础，用点焊或铆接的方法将其与桁条、隔框连在一起，共同起到承载外部载荷的作用[1]。在实际使用过程中，柱壳结构的蒙皮不仅受到火箭整体重力作用的影响，而且随时受到外部环境的腐蚀、冲击等载荷作用，极易发生损伤破坏。近年来，基于结构动力特性构造损伤识别指标，研究柱壳结构损伤识别的问题得到了越来越多学者的关注。Martineau等[2]根据柱壳结构的受力载荷，从结构动力学出发，研究了柱壳结构体系的动力特性。Chen等[3-4]研究了海上导管架平台支腿柱壳结构的损伤识别，通过构造模态柔度曲率矩阵损伤指标识别出了损伤位置，并利用单元的等效曲率比和损伤程度的关系曲线判断出损伤程度大小。许金余等[5]采用固有频率和模态振型构造的同阶特征对比值变化量和应变模态差对柱壳结构的损伤情况进行诊断，数值仿真了水泥柱壳结构的损伤识别，得到很好的效果。张效忠等[6]从结构振动方程出发，应用敏感单元模态应变能方法对某柱壳结构的新型防浪堤进行单处损伤和多处损伤的损伤识别，研究结果表明该方法具有较高的精度和较好的鲁棒性。

上述基于结构动力特性的损伤识别方法，在应用时常常会遇到有限元模型与实际结构测点自由度不匹配的问题。特别是对比较复杂的结构，比如大型液体火箭，传感器往往只能布置在少数有限的位置上，仅能测得对应位置处的响应[7]。在工程计算中，为获得满足工程精度要求的低阶有效计算模型，一般都使用模型缩聚技术。Guyan缩聚是一种常用的模型缩聚方法，可以很好地解决模型与实际结构自由度不匹配的问题。张弛[8]将Guyan缩聚法用在薄板结构有限元模型上，分析结果对有限元模型进行缩聚动力学修改具有一定的指导意义。潘晓威等[9]利用改进的Guyan缩聚法对平面桁架结构进行水平自由度缩减，解决了实测自由度与理论自由度不匹配的问题。戴冠帮[10]对大型结构模型缩聚技术进行改进与完善，解决了传统优化算法对大型结构测点的优化配置失效问题。方有亮等[11]采用Guyan缩聚法对3层平面钢架子结构缩聚掉内部自由度，仅保留测点的自由度信息，并运用模型缩聚-频响函数型模型修正方法识别子结构的损伤。参考以上研究，笔者提出采用Guyan缩聚方法解决实际中大型液体火箭测点自由度与有限元模型自由度不匹配的问题，并将该方法用在火箭柱壳蒙皮的损伤识别研究中。

基于结构动力特性的损伤识别方法要得到较高的识别精度大多要求获得结构高阶模态参数，这对于实际中大型液体火箭来说比较困难。均布载荷面曲率法是一种基于结构动力学的模态参数损伤识别方法，该方法是在模态柔度法基础上提出的，一般在获得低阶模态参数的情况下就可识别损伤。Wu等[12]基于切比雪夫多项式拟合的均布载荷面曲率法用于2维板结构的损伤识别，研究了不同噪声水平、

* 国家自然科学基金资助项目（51975581）
收稿日期：2020-06-10；修回日期：2020-09-22

边界条件对损伤识别效果的影响。Sung等[13]针对均布载荷面法不能精确识别多损伤的问题，提出了归一化的均布载荷面曲率法用于简支梁结构损伤识别，结果表明该指标可以识别单损伤和多损伤。Jung等[14]通过试验的手段分别对比分析了均布载荷面指标、均布载荷面曲率指标和归一化的均布载荷面曲率指标对简支梁结构的损伤识别效果，结果表明归一化的均布载荷面曲率指标对损伤识别效果明显优于其他2种。唐盛华等[15-16]推导了梁结构在均布载荷作用下的挠度曲率公式，运用结构损伤前后的挠度曲率差定位损伤，分析了该指标的抗噪能力和实际应用的可行性，并基于线性插值建立简支梁上裂纹位置和相邻测点均布载荷面曲率差的关系，实现了对裂纹位置的精确定位。

笔者以柱壳结构的火箭蒙皮为研究对象，根据有限元分析和柱壳结构特点，首先，采用Guyan缩聚的方法，将柱壳结构上每个节点6个自由度方向缩聚到2个主自由度方向上，再通过坐标变换和2次缩聚，将2个主自由度缩聚到法向自由度，并以法向的模态振型作为输入参数；其次，构建基于均布载荷面曲率法的损伤识别指标，用于火箭柱壳蒙皮的损伤识别；最后，进行数值分析，结果表明该方法不仅可以很好地识别出柱壳结构单损伤和多损伤的位置，而且能够给出损伤程度的相对大小，对火箭蒙皮的损伤识别更具有实际应用价值。

1　理论基础

1.1　有限元模型Guyan缩聚

实际工程中，一般测得的振型都是不完整的，对于柱壳结构，通常测得较多的也是其法向振型数据。为满足工程精度要求，需要对结构模型进行自由度缩聚，以使得结构有限元模型的自由度数与实际测得的自由度数相一致。Guyan缩聚法是有限元分析中广泛使用的自由度减缩方法[17-18]。针对柱壳结构模型，Guyan缩聚的基本思想是将柱壳节点的法向自由度作为主自由度，其他所有自由度作为副自由度，忽略副自由度惯性力对结构的作用，将结构的副自由度缩聚掉，只保留主自由度。

假设火箭蒙皮柱壳结构为n自由度的模型，其结构刚度矩阵和质量矩阵分别为$\boldsymbol{K}$和$\boldsymbol{M}$，则其特征方程为

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{\Phi}_i=\lambda_i\boldsymbol{M}\boldsymbol{\Phi}_i \tag{1}$$

其中：$\lambda_i(i=1,2,\cdots,n)$为特征对。

式(1)中的振型$\boldsymbol{\Phi}_i$可以表示为

$$\boldsymbol{\Phi}_i=\begin{Bmatrix}\boldsymbol{\phi}_i^m\\ \boldsymbol{\phi}_i^s\end{Bmatrix} \tag{2}$$

其中：i为模态阶数；$\boldsymbol{\phi}_i^m$为主自由度的振型列向量；$\boldsymbol{\phi}_i^s$为副自由度的振型列向量(缩聚部分)。

将结构的刚度矩阵和质量矩阵划分到主、副自由度上，得到结构的振动特征方程为

$$\begin{pmatrix}\boldsymbol{K}_{mm}&\boldsymbol{K}_{ms}\\ \boldsymbol{K}_{sm}&\boldsymbol{K}_{ss}\end{pmatrix}\begin{Bmatrix}\boldsymbol{\phi}_i^m\\ \boldsymbol{\phi}_i^s\end{Bmatrix}=\lambda_i\begin{pmatrix}\boldsymbol{M}_{mm}&\boldsymbol{M}_{ms}\\ \boldsymbol{M}_{sm}&\boldsymbol{M}_{ss}\end{pmatrix}\begin{Bmatrix}\boldsymbol{\phi}_i^m\\ \boldsymbol{\phi}_i^s\end{Bmatrix} \tag{3}$$

由式(3)可得

$$\boldsymbol{\phi}_i^m=-(\boldsymbol{K}_{mm}-\lambda_i\boldsymbol{M}_{mm})^{-1}(\boldsymbol{K}_{ms}-\lambda_i\boldsymbol{M}_{ms})\boldsymbol{\phi}_i^s \tag{4}$$

$$\boldsymbol{\phi}_i^s=-(\boldsymbol{K}_{ss}-\lambda_i\boldsymbol{M}_{ss})^{-1}(\boldsymbol{K}_{sm}-\lambda_i\boldsymbol{M}_{sm})\boldsymbol{\phi}_i^m \tag{5}$$

式(4)和式(5)忽略惯性力的影响，得到

$$\boldsymbol{\phi}_i^m=-\boldsymbol{K}_{mm}{}^{-1}\boldsymbol{K}_{ms}\boldsymbol{\phi}_i^s \tag{6}$$

$$\boldsymbol{\phi}_i^s=-\boldsymbol{K}_{ss}{}^{-1}\boldsymbol{K}_{sm}\boldsymbol{\phi}_i^m \tag{7}$$

由式(6)可知主自由度振型与副自由度振型的关系，并可将副自由度振型等效到主自由度上。联合式(2)及式(7)可得Guyan缩聚公式为

$$\boldsymbol{\Phi}_i=\begin{bmatrix}\boldsymbol{I}\\ -\boldsymbol{K}_{ss}^{-1}\boldsymbol{K}_{sm}\end{bmatrix}\boldsymbol{\phi}_i^m \tag{8}$$

其缩聚转换矩阵T为

$$T=\begin{bmatrix}\boldsymbol{I}\\ -\boldsymbol{K}_{ss}^{-1}\boldsymbol{K}_{sm}\end{bmatrix} \tag{9}$$

将式(8)和式(9)代入到式(1)，得出$\boldsymbol{K}T\boldsymbol{\phi}_i^m=\lambda_i\boldsymbol{M}T\boldsymbol{\phi}_i^m$，进而得到缩聚后的特征方程为

$$\boldsymbol{K}_g\boldsymbol{\phi}_i^m=\lambda_i\boldsymbol{M}_g\boldsymbol{\phi}_i^m \tag{10}$$

其中：$\boldsymbol{K}_g=T^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}T$为缩聚后的刚度矩阵；$\boldsymbol{M}_g=T^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}T$为缩聚后的质量矩阵。

经过1次缩聚后，柱壳结构的自由度只有x方向和y方向。将平面xy坐标转换到极坐标下，即将x和y方向的自由度转换到柱壳节点的法向和切向方向，再通过2次缩聚，将自由度缩聚到柱壳结构节点的法向。

1.2　均布载荷面

根据无外力作用下缩聚后结构振动的特征方程(10)，得到质量归一化振型后的柔度矩阵为

$$F_m=\sum_{i=1}^{r}\left[f_{k,l}\right]_i=\sum_{i=1}^{r}\frac{1}{\omega_{mi}^2}\boldsymbol{\phi}_i^m\boldsymbol{\phi}_i^{m\,\mathrm{T}} \tag{11}$$

其中：$f_{k,l}$为第r阶模态时结构中l点受到单位载荷作用下，致使结构中的k点产生的r阶模态下的挠度。

$f_{k,l}$的计算公式为

$$\left[f_{k,l}\right]_r=\varphi_r^m(k)\varphi_r^m(l)/\omega_{mr}^2 \tag{12}$$

其中：$\varphi_r^m(l)$为l点作用单位载荷时产生的位移；$\varphi_r^m(k)$为单位载荷作用在k点产生的位移。

根据线性系统，第r阶模态下结构上所有节点同时受到单位载荷作用时，在k点产生的挠度可近似表示为

$$\left[u(k)\right]_r=\sum_{l=1}^{N}\left[f_{k,l}\right]_r=\varphi_r^m(k)\sum_{l=1}^{N}\varphi_r^m(l)\Big/\omega_{mr}^2 \tag{13}$$

定义均布载荷面[12]为结构在单位载荷作用下所产生的整体挠度向量，即

$$\boldsymbol{U}=\sum_{r=1}^{M}\left\{\left[u(k)\right]_r\right\}=\sum_{i=1}^{r}\left\{\varphi_i^m(k)\sum_{l=1}^{n}\varphi_i^m(l)\Big/\omega_{mi}^2\right\}=\boldsymbol{F}_m\boldsymbol{L} \tag{14}$$

其中：$\boldsymbol{L}=[1,1,\cdots,1]_{1\times n}^{\mathrm{T}}$为均布载荷面在结构上的单位向量。

1.3 损伤识别指标

结构发生损伤时，其模态参数会发生较大的变化，尤其在损伤位置处容易发生局部模态。均布载荷面是由模态参数构成的函数，若结构出现损伤，则损伤前后均布载荷面必然会发生变化。为了更加敏感地反映均布载荷面的变化，笔者使用柱壳结构节点处的均布载荷面曲率来构造损伤指标。根据柱壳结构的特点，采用中心差分法，分别计算柱壳结构轴向与周向两方向上的曲率。

在轴向，柱壳节点的均布载荷面曲率为

$$u_{\mathrm{ac}}(a_i,c_j)=\frac{u(a_{i+1},c_j)-2u(a_i,c_j)+u(a_{i-1},c_j)}{\Delta a^2} \tag{15}$$

其中：u_{ac}为轴向均布载荷面曲率；$u(a_i,c_j)$为节点(i,j)在坐标(a_i,c_j)位置处的均布载荷面值；Δa为轴向节点间距。

在周向，可以将柱壳结构看成是由1组圆环结构的组合。根据圆的曲率公式$C=\dfrac{|y''|}{\left[1+(y')^2\right]^{\frac{3}{2}}}$，得到柱壳节点的均布载荷面曲率为

$$u_{\mathrm{cc}}(a_i,c_j)=\left(\frac{u(a_i,c_{j+1})-2u(a_i,c_j)+u(a_i,c_{j-1})}{\Delta c^2}\right)\times\left(1+\left(\frac{u(a_i,c_{j-1})-u(a_i,c_j)}{\Delta c}\right)^2\right)^{\left(-\frac{3}{2}\right)} \tag{16}$$

其中：u_{cc}为周向均布载荷面曲率；Δc为周向节点间距。

分别测得结构在完好状态和损伤状态下的模态参数，通过式(15)和式(16)计算得到损伤和完好状态下柱壳结构各节点处的均布载荷面曲率，进一步构造损伤识别指标为

$$d(a_i,c_j)=[\alpha_a\left|u_{\mathrm{ac}}^D(a_i,c_j)-u_{\mathrm{ac}}(a_i,c_j)\right|+\alpha_c\left|u_{\mathrm{cc}}^D(a_i,c_j)-u_{\mathrm{cc}}(a_i,c_j)\right|]^2 \tag{17}$$

其中：u_{ac}，u_{cc}分别为完好结构沿柱壳轴向和周向的曲率；u_{ac}^D，u_{cc}^D分别为损伤结构沿柱壳轴向和周向的曲率；α_a，α_c分别为沿柱壳轴向和周向的曲率权重，其大小均在0～1之间。

2 火箭蒙皮有限元分析

2.1 有限元建模

大型液体火箭的外体一般是以柱壳结构的铝合金蒙皮为基础，通过将隔框和桁条铆接或是点焊在柱壳蒙皮上，共同起到承力和保护内部仪器的作用，某型液体火箭外体见图1。根据某型液体火箭的柱壳蒙皮结构，建立如图2所示的有限元模型。模型直径为1 m，高为2 m，厚度为1.2 mm，共有620个单元，651个节点，网格单元大小为0.1 m×0.101 3 m，边界条件为上下两环形端底固定约束。火箭蒙皮的材料参数为：密度$\rho=2\ 875\ \mathrm{kg/m^3}$；弹性模量$E=7.0\times10^{10}\ \mathrm{Pa}$；泊松比$\gamma=0.34$。

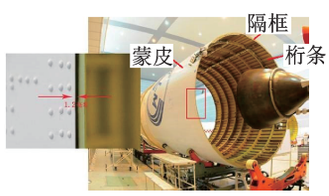


图1 某型液体火箭外体(蒙皮)

Fig.1 A liquid rocket outside (skin)

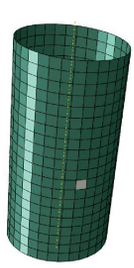


图2 火箭蒙皮有限元模型

Fig.2 The finite element model of the rocket skin

在有限元处理中，相对应图中的节点编号用矩阵$\boldsymbol{A}_1$表示，相对应图中的单元编号用矩阵$\boldsymbol{A}_2$表示

$$\boldsymbol{A}_1=\begin{bmatrix}631&632&\cdots&651\\610&611&\cdots&630\\\vdots&\vdots&&\vdots\\22&23&\cdots&42\\1&2&\cdots&21\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{A}_2=\begin{bmatrix}601&602&\cdots&620\\591&592&\cdots&600\\\vdots&\vdots&&\vdots\\21&22&\cdots&40\\1&2&\cdots&20\end{bmatrix}$$

在均布载荷面曲率矩阵和损伤识别指标矩阵的处理中，按照以下的矩阵进行编排（这里给出轴向，周向同理）

$$\begin{bmatrix} 1_{21} & 2_{21} & \cdots & 31_{21} \\ 1_{20} & 2_{20} & \cdots & 31_{20} \\ \vdots & \vdots & a_i & \vdots \\ 1_2 & 2_2 & \cdots & 31_2 \\ 1_1 & 2_1 & \cdots & 31_1 \end{bmatrix}$$

其中：a_i中的a为列数，下标i为每列的节点数。

相对应有限元的损伤节点编号为241，242，262和263，单元编号为230。对应的损伤指标编号为第12列的10，11和13列的10，11节点。

2.2　结构动力分析

当火箭蒙皮出现损伤时，其结构刚度就会减小。有限元模型中，一般以单元弹性模量的降低来模拟结构损伤。为验证本研究中所提损伤识别指标的敏感性和有效性，设置了火箭蒙皮主要损伤工况，如表1所示。

表1　火箭蒙皮损伤工况

Tab.1　The rocket skin damage case

损伤工况	损伤单元	损伤程度/%
完好	无	0
1	E230	10
2	E230	30
3	E230	50
4	E455	50
5	E230，E455	10，30
6	E230，E455	50，50

在有限元分析软件ABAQUS中，对火箭蒙皮模型进行模态分析，获得结构前4阶的频率和质量归一化模态振型。各工况下火箭蒙皮的固有频率如表2所示。

表2　各工况下火箭蒙皮的固有频率

Tab.2　The natural frequency of the rocket skin under each case　Hz

阶数	完好	工况1	工况2	工况3	工况4	工况5	工况6
1	76.493	76.471	76.417	76.341	76.455	76.456	76.317
2	76.494	76.493	76.493	76.493	76.482	76.483	76.469
3	85.347	85.316	85.237	85.125	85.282	85.281	85.341
4	85.347	85.347	85.347	85.347	85.342	85.345	85.555

通过有限元计算容易得到上述火箭蒙皮结构的模态振型，并且能够得到所有需要自由度上的振型。但在实际工程中，由于大型液体火箭结构复杂，质量、体积及刚度等参数量级庞大，传统的锤击或激振器激励等方法存在诸多不足[19]，因此无法获取实际结构所有自由度上的振型，也较难得到对质量归一化的振型。针对上述问题，笔者提出将火箭柱壳蒙皮的有限元模型进行Guyan缩聚，使有限元模型的自由度与实际结构测得的自由度相匹配。另外，利用文献[20]关于振型归一化方法对柔度曲率类损伤指标影响的结论，实际工程中用2-范数归一化振型代替质量归一化振型。

2.3　模型缩聚

通过对火箭柱壳结构蒙皮的动力学分析，获得模态振型及频率等参数。图3和图4分别为柱壳结构完好和损伤状态（单元230损伤50%）时的1阶模态振型图，其他阶模态振型图不再给出。由图3和图4可以看出，柱壳结构的振型主要在其法向方向。

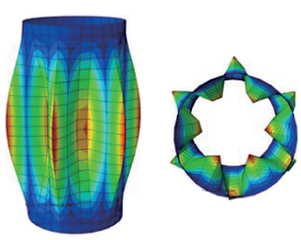


图3　完好结构1阶模态振型图

Fig.3　The first order mode shape diagram of intact structure

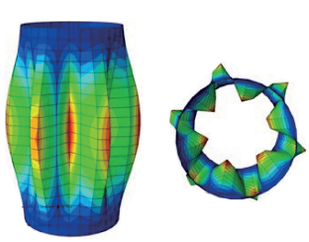


图4　损伤结构1阶模态振型图

Fig.4　The first order mode shape diagram of damage structure

在实际工程中，一般容易得到柱壳结构法向自由度的振型。为贴近工程中实际模型的计算，提高运算效率，对2.2节得到的柱壳蒙皮每个节点6个自由度方向的振型经过式(3)～(10)数值计算，将其均缩聚到法向。经过2次缩聚后，结构的整体刚度矩阵、整体质量矩阵均仅包含651个自由度。柱壳蒙皮模型缩聚前后的频率如表3所示。通过比较发

表3　柱壳蒙皮模型缩聚前后的频率

Tab.3　The frequency of the shell skin before and after polycondensation　Hz

阶数	缩聚前	缩聚后
1	76.493	76.325
2	76.494	76.325
3	85.347	85.443
4	85.347	85.443

现,缩聚前后的频率基本没有差别,故缩聚后的模态参数完全满足工程需要。

3 火箭蒙皮损伤识别

将缩聚后的模型参数代入式(14)~(16),使用Matlab数值分析,得到各工况下的均布载荷面曲率矩阵,再由式(17)计算得到火箭蒙皮损伤前后有限元模型上各节点位置处的均布载荷面曲率值,进而得到损伤指标矩阵。

3.1 单损伤识别

通过设置单元弹性模量的降低来模拟单元损伤,对工况1~工况4下火箭柱壳蒙皮的损伤识别效果如图5所示。其中:z轴为柱壳高度;x轴和y轴分别为损伤指标在x和y方向的分量。由式(17)可知,损伤指标是曲率变化率的差值,所以x轴和y轴无量纲,后面损伤识别效果图中单位与图5一致。图5中:工况1~工况3分别为单元230损伤10%,30%和50%的识别效果,可以看出在柱壳模型的周向第10,11行和轴向第12,13列处节点的损伤指标值较大,凸出明显;工况4为单元455损伤50%的识别效果,可以看出在柱壳模型的周向第15,16行和轴向第23,24列处节点的损伤指标值较大,凸出明显。因此,对于柱壳结构的单损伤,此损伤指标都可以有效识别,并且可以识别出不同位置的损伤。

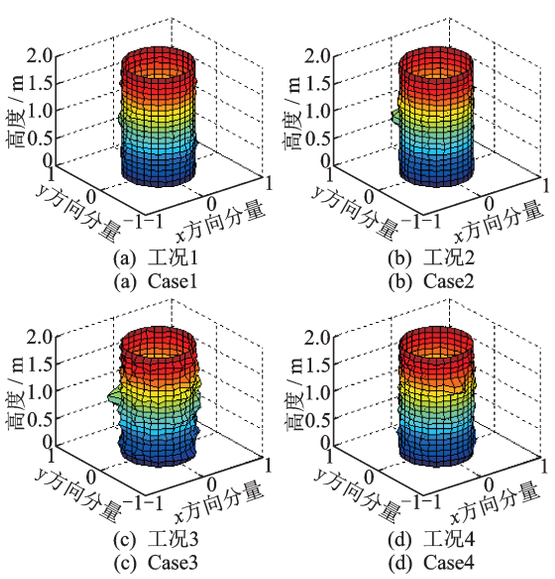


图5 工况1~工况4下火箭柱壳蒙皮损伤识别效果

Fig.5 The effect of damage identification of the rocket shell skin under case1~case 4

图6为在工况1~工况3情况下,柱壳蒙皮识别效果的周向第10行截面曲线。其中:黑线代表单元230损伤10%时的损伤指标曲线;红线代表单元230损伤30%时的损伤指标曲线;蓝线代表单元230损伤50%时的损伤指标曲线。由图可知,同一单元在不同损伤程度下,随着损伤程度的增大,损伤单元的节点凸出逐步增大。结果表明,该损伤指标可以反映出损伤程度的相对大小。图7为工况4下,柱壳识别效果模型周向第14~17行的截面曲线。其中:红线代表的第15行损伤指标曲线和黑线代表的第16行损伤指标曲线在轴向第23,24列有明显凸起;而其周边相邻的蓝线代表第14行损伤指标曲线和绿线代表第17行损伤指标曲线均未有明显凸起,结合图5中工况4的柱壳损伤模型,进一步确定损伤发生在第455单元。对于单损伤,笔者提出的指标既可以识别出火箭柱壳蒙皮的损伤位置,而且还可以相对给出损伤程度的大小。

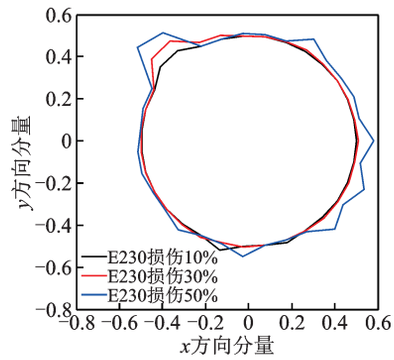


图6 工况1~工况3下柱壳周向第10行曲线

Fig.6 The 10th line circumferential curve of the cylindrical shell under case 1~case 3

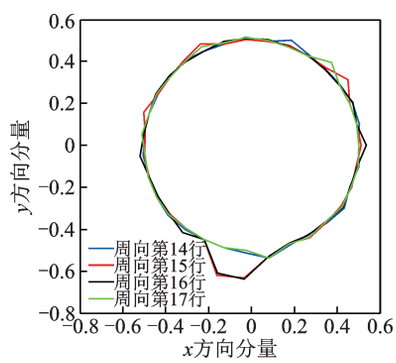


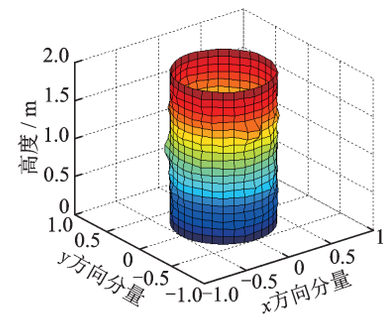
图7 工况4下柱壳周向第14~17行曲线

Fig.7 The 14th~17th line circumferential curves of the cylindrical shell under case 4

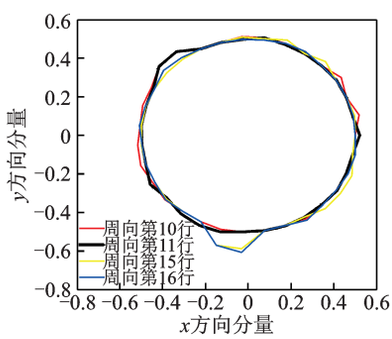
3.2 多损伤识别

对于多损伤,文中分别以单元230损伤10%与单元455损伤30%,和单元230与单元455同时损伤50%来进行模拟,并使用提出的方法进行损伤识别,工况5、工况6下火箭柱壳蒙皮的损伤识别图分

别如图8和图9所示。



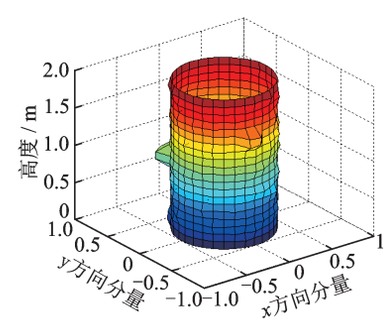
(a) 损伤识别效果
(a) The effect of damage identification



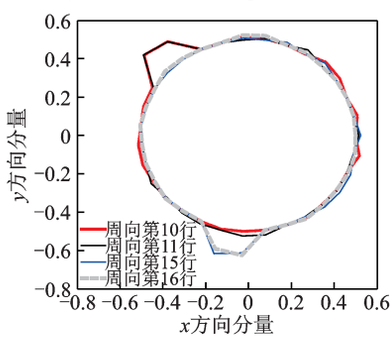
(b) 周向第10～16行曲线
(b) The circumferential curves of the 10th～16th line

图8　工况5下火箭柱壳蒙皮损伤识别图

Fig.8　Damage identification diagram of rocket shell skin under case 5



(a) 损伤识别效果
(a) The effect of damage identification



(b) 周向第10～16行曲线
(b) The circumferential curves of the 10th～16th line

图9　工况6下火箭柱壳蒙皮损伤识别图

Fig.9　Damage identification diagram of rocket shell skin under case 6

由图8可以看出：图(a)中明显存在2个凸起部位，可以初步判断出损伤位置；图(b)为图(a)识别效果中的截面曲线，其中红色、黑色、黄色和蓝色实线分别代表周向第10，11，15和16行损伤指标曲线，结合图(a)可以确定损伤发生在单元230和单元455，并且单元230的损伤程度比单元455的损伤程度要小。同理，可以得出图9的损伤识别结论。进一步得出，笔者提出的损伤指标能够识别出火箭柱壳蒙皮的多处损伤，并且能够给出损伤程度的相对大小。

4　结　论

1) 采用2次Guyan缩聚法将柱壳蒙皮模型的转角和平动自由度缩聚到法向，缩聚后的模型与原模型的模态参数基本没有差别，满足精度要求，能够用于工程中火箭柱壳蒙皮的损伤识别。

2) 提出了基于均布载荷面曲率的损伤指标，数值分析表明，该指标只需前4阶模态参数就可以有效识别出单位置损伤和多位置损伤，并且能给出损伤程度的相对大小。

3) 相对于文献[3-4]中使用原始模态参数对柱壳结构损伤识别需要分别计算转角和位移的损伤指标，并要分别考虑轴向和周向的损伤值，本研究采用了缩聚之后的模态参数作为输入，提出综合考虑轴向和周向损伤数值的识别指标，不仅减少了计算量，而且提高了运算效率和损伤识别的精度。

4) 本研究是从大型火箭蒙皮整体结构上对其进行损伤识别，损伤程度的识别只是得到相对大小，没有具体得出损伤数值。另外，对于结构的损伤类型(如裂纹、焊缝开裂、腐蚀脱落及螺栓松动等)没有给出准确的分类，在后续的研究中需要结合其他方法，如压电阻抗法进行更精准、更具体的损伤识别。

5) 本研究只是从数值上对某型液体火箭蒙皮的损伤识别进行了分析，下一步在条件允许的情况下将使用所提方法对火箭蒙皮的实际结构进行损伤识别，以进一步验证方法的准确性。该方法对工程实际中火箭柱壳结构蒙皮的损伤识别具有重要的指导意义。

参　考　文　献

[1] 赵少奎. 导弹与航天技术导论[M]. 北京：中国宇航出版社，2008：95-96.

[2] MARTINEAU R L, ANDERSON C A. Expansion of cylinder shells subjected to internal explosive detonations [J]. Experimental Mechanics, 2000, 40(2): 219-225.

[3] CHEN L, MA J, ZHAO D Y. Damage identification in legs of jacket platforms based on curvature of flexibility matrix[C]//Proceeding of the Second International

Forum an Advances in Structural Engineering. Dalian: Dalian University of Technology, 2008: 801-809.

[4] CHEN L, MA J, ZHAO D Y, et al. Curvature of flexibility matrix for damage identification in legs of jacket platforms [J]. China Ocean Engineering, 2008, 22(4): 547-559.

[5] 许金余,张其顶,李海川. 柱壳结构体系的损伤判断[J]. 振动、测试与诊断,2008,28(1):1-4.
XU Jinyu, ZHANG Qiding, Li Haichuan. Damage diagnosis of the cylindrical shell structure system [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(1): 1-4. (in Chinese)

[6] 张效忠,姚文娟. 基于敏感模态单元应变能法结构损伤识别[J]. 中南大学学报(自然科学版),2013,44(7):3014-3023.
ZHANG Xiaozhong, YAO Wenjuan. Structural damage identification using element strain energy method based on sensitive modals [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2013, 44(7): 3014-3023. (in Chinese)

[7] 钟军军. 模型缩聚在结构损伤识别中的应用研究[C]//第六届全国土木工程研究生学术论坛. 北京:清华大学,2008.

[8] 张弛. 基于Guyan法的有限元模型缩聚技术研究[J]. 装备制造技术,2013(1):153-154.
ZHANG Chi. Finite elements reduction based on Guyan method [J]. Equipment Manufacturing Technolog, 2013(1): 153-154. (in Chinese)

[9] 潘晓威,方有亮,毛卓能. 模型缩聚法在桁架结构损伤识别中的应用[J]. 四川建筑,2014,34(6):166-168.
PAN Xiaowei, FANG Youliang, MAO Zhuoneng. Application of model condensation method in damage identification of truss structures [J]. Sichuan Architecture, 2014, 34(6): 166-168. (in Chinese)

[10] 戴冠帮. 结构模态测试中测点的优化研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2015.

[11] 方有亮,娄佳琪,张颖,等. 基于模型缩聚-频响函数型模型修正的子结构损伤识别方法[J]. 科学技术与工程,2020,20(18):7356-7362.
FANG Youliang, LOU Jiaqi, ZHANG Ying, et al. Substructure damage identification method based on model condensation-model updating of frequency response function[J]. Science Technology and Engineering, 2020, 20(18): 7356-7362. (in Chinese)

[12] WU D, LAW S S. Damage localization in plate structures from uniform load surface curvature[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 276: 227-244.

[13] SUNG S H, JUNG H J, JUNG H Y. Damage detection for beam-like structures using the normalized curvature of a uniform load surface [J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332: 1501-1519.

[14] JUNG H Y, JUNG H J. Experiment validation of normalized uniform load surface curvature method for damage localization[J]. Sensors, 2015, 15: 26315-26330.

[15] 唐盛华,楚加庆,方志,等. 基于均布载荷挠度曲率的梁结构损伤识别方法[J]. 力学季刊,2019,40(3):549-559.
TANG Shenghua, CHU Jiaqing, FANG Zhi, et al. Damage identification method of beam structure based on uniform load deflection curvature[J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2019, 40(3): 549-559. (in Chinese)

[16] 唐盛华,苏彬建,方志,等. 基于均匀载荷面曲率的简支裂纹梁损伤识别[J]. 计算力学学报,2019,36(6):792-799.
TANG Shenghua, SU Binjian, FANG Zhi, et al. Damage identification of cracked simply supported beam based on uniform load surface curvature [J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2019, 36(6): 792-799. (in Chinese)

[17] 罗虹,李军,曹友强,等. 有限元模型动力缩聚中主副自由度选取方法[J]. 机械设计,2010,27(12):11-14.
LUO Hong, LI Jun, CAO Youqiang, et al. Methods for selecting the master and slave degrees of freedom in dynamic condensation technique of finite element models [J]. Journal of Machine Design, 2010, 27(12): 11-14. (in Chinese)

[18] 景天雨. 基于附加虚拟质量的储罐损伤识别方法[D]. 大连:大连理工大学,2017.

[19] 闫松,李斌,李斌潮,等. 三维扫描测振技术在液体火箭发动机模态试验中的应用[J]. 宇航学报,2017,38(1):97-103.
YAN Song, LI Bin, LI Binchao, et al. Application of 3-D scanning vibrometry technique in liquid rocket engine modal test [J]. Journal of Astronautics, 2017, 38(1): 97-103. (in Chinese)

[20] 唐盛华,罗承芳,方志,等. 振型归一化对梁结构柔度曲率损伤指标的影响[J]. 计算力学学报,2020,37(3):340-348.
TANG Shenghua, LUO Chengfang, FANG Zhi, et al. Influence of mode shape normalization on flexibility curvature damage index of beam structure[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2020, 37(3): 340-348. (in Chinese)



第一作者简介:赵建刚,男,1984年10月生,博士生。主要研究方向为飞行器结构物理与可靠性。曾发表《基于单元模态应变能的LRM机架损伤识别》(《火箭军工程大学学报》(自然科学版)2019年第33卷第1期)等论文。
E-mail: zhaojgbox001@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.06.026

基于深度学习LSTM-DBN的水轮机振动故障预测方法*

罗　毅，　武博翔
（华北电力大学控制与计算机工程学院　北京，102206）

摘要　深度学习算法具有强大的时间序列预测能力以及可实时处理大数据海量样本的优势。针对水轮机系统振动故障诊断存在精度低、漏诊及难预测等问题，提出了一种基于深度学习长短时记忆（long short time memory，简称LSTM）网络结合深度置信网络（deep belief networks，简称DBN）的水轮机系统故障预测方法。将小波包能量带与时频域指标信息相结合，提取高维故障统计特征，利用DBN深层网络的自适应特征提取能力对原始故障数据进行高维特征表示，准确地判断故障种类，并凭借LSTM对时序信号强大的预测能力，预测出未来系统可能发生的振动故障。工程实验验证了该算法的有效性。

关键词　水轮机；深度学习；故障预测；长短期记忆网络；深度置信网络；小波包分解
中图分类号　TH17；TV73

引　言

近年来可再生能源迅猛发展，国家对水电建设越来越重视。根据《水电发展“十三五”规划》，2020年我国水电总装机容量达到3.8亿kWh，其中常规水电为3.4亿kWh，抽水蓄能为4 000万kWh，年发电量为1.25万亿kWh，水电在电网中占比越来越高。水电机组设备在进行制造、安装及运行等过程中存在种种问题，将导致机组稳定性变差，使得机组振动摆度超标，从而损伤机组内部机械零件，发生严重的故障，对水利枢纽设备的安全性与稳定性造成影响。作为故障诊断的拓展领域，故障预测主要是根据系统过去和当前的状态来提前判断将要发生的故障，以便及时采取相应的补救措施。相对于水轮机故障诊断而言，故障预测研究不仅可以及早发现故障的原因和部位，提高机组运行的安全性和可靠性，而且可以变定期预防维修和事后诊断维修为视情预知维修，减少或避免设备在使用过程中发生重大恶性事件[1-2]。

目前，故障诊断及预测的方法很多。深度学习作为人工智能的一个重要分支，是一种基于多层神经网络的机器学习方法，其能够自动将简单的特征组合成复杂特征，并使用这些组合特征解决问题，近年来已成功应用于机器翻译、语音识别及计算机视觉等领域。LSTM是具有代表性的深度学习技术之一，作为循环神经网络的一种变体，其特殊的细胞结构能够解决长期依赖等问题，适用于预测时间序列数据[3-4]。DBN通过采用逐层训练的方式，解决了深层次神经网络的优化问题，为整个网络赋予较好的初始权值，更适合处理一维离散数据[5-6]。深度学习神经网络在故障预测方面获得了广泛应用[7]。

池永为等[8]提出一种基于多标签LSTM结合循环神经网络（recurrent neural network，简称RNN）的滚动轴承故障分类方法，适用于复杂振动信号分类，对于实现快速准确的旋转机械故障诊断具有应用价值。孟小凡等[9]针对卫星姿控系统时间序列故障预测问题，给出了误差反向传播（back propagation，简称BP）神经网络和小波神经网络、小波分解-LSTM网络相结合的故障预测方法，利用LSTM网络能选择性保留输入数据的特点，预测更准确，性能更优越。周奇才等[10]结合深度学习模型LSTM循环神经网络，提出一种适用于盾构机的故障预测系统，系统的分层结构能够降低耦合度，提高预测系统的通用性，但对预测模型缺少改进，参数选择没有达到最优。于洋等[11]针对多工况下滚动轴承故障声发射信号智能识别问题，提出了一种LSTM与迁移学

*　国家自然科学基金资助项目（52277216）
收稿日期：2020-09-13；修回日期：2020-10-23

习相结合的故障识别新方法，提高了故障识别效率。杜小磊等[12]提出了一种基于深层小波卷积自编码器和LSTM的轴承故障诊断方法，利用深层特征训练LSTM网络，实验结果表明其特征提取能力和识别能力优于传统方法。

由于故障预测的难度较大，目前对水轮发电机组故障的研究主要关注于故障诊断，而在故障预测方面的研究相对较少。程宝清等[13]提出小波频带分析与灰色理论相结合的方法，对水电机组进行故障预测，但对大量故障数据的处理能力不足。何理瑞[14]根据水轮机常见振动故障特点，提出建立故障诊断专家系统，给出了状态检修建议，为制定检修计划、判断失效与否提供依据，但面临知识获取困难的问题。

针对水轮机故障预测需处理大数据海量样本的问题，笔者将历史故障数据的时频域统计指标、小波能量频带作为故障特征训练DBN网络，采用LSTM网络对采集到的振动信号进行时间序列预测，并利用训练好的DBN网络模型进行故障判别分类，称之为LSTM-DBN算法。该方法利用深度学习的优势和LSTM强大的时间序列预测能力对水轮机振动信号进行预测，由DBN对提取出的各项指标特征进行故障诊断分类。工程实验验证了该方法的有效性。

1 水轮机故障特征分析及数据处理

1.1 水轮机典型故障

目前，水电机组设备向着大型化、巨型化的方向发展，在设计、制造及安装等过程中会受到多方面因素的影响，致使其在运行时发生故障。水轮机系统振动故障主要包括水力振动、机械振动和电磁振动[15]，其典型振动故障如图1所示。

诱发故障的原因很多，对其故障特征的提取和分析一直是研究热点。除了考虑系统本身的机械特性之外，机械设备在运动状态下（正常和异常状态）都会产生振动和噪声。研究表明，振动和噪声的强弱及其包含的主要频率成分与故障的类型、程度及部位等密切相关。大多数机械设备是定速运转设备，各零部件的运动规律决定了其振动频率。由于是定速运转，其振动频率即为该零部件的特征频率，观测特征频率的振动幅值变化，可以了解该零部件的运动状态和劣化程度。

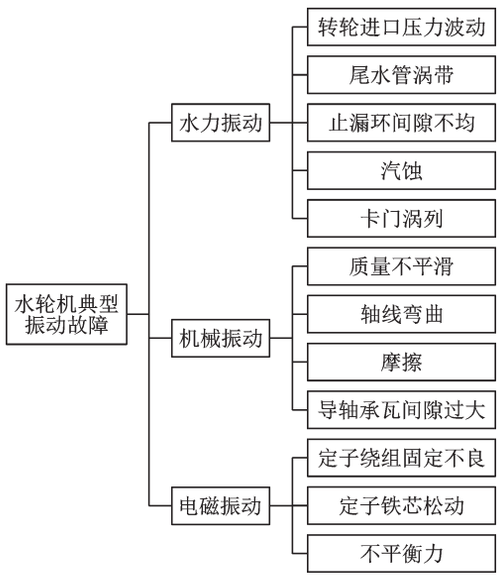


图1 水轮机典型振动故障

Fig.1 Typical failure vibration of hydraulic turbine

1.2 多信息融合的故障特征提取

在建立预测模型之前，需要对原始数据进行预处理。传统方法如线性傅里叶滤波方法、指数平滑滤波器等，在对原始信号进行分解时，通常要在输出信号中明确给出信号的相移规则，使信号存在一定的损失。小波方法更多考虑了对信号进行有效的分解，而不是对信号进行过滤，使得小波方法可以将复杂的信号转换成有限带宽的基本信号，并以非常少的信息损失来重建这些信号。

笔者通过小波包3层分解，将信号无冗余、无疏漏地分解到合适的频带后，各频带具有与之相适应的能量范围，而故障信息就包含在信号的不同能量特征中。图2为导水轴承故障能量谱，图3为定子铁芯松动故障能量谱。

不同特征参量对各种故障的敏感程度不同。为增加单一信号特征信息的完备性，选择时频域指标如下：波形指标、峰值指标、脉冲指标、裕度指标、峭

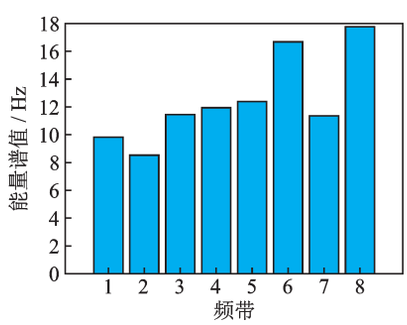


图2 导水轴承故障能量谱

Fig.2 Energy spectrum of water guide gearing fault

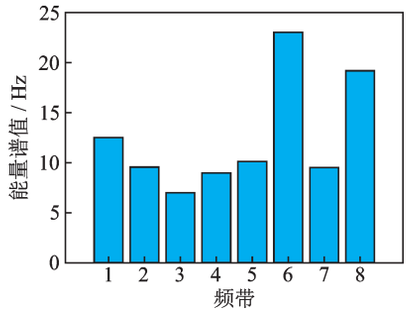


图3　定子铁芯松动故障能量谱

Fig.3　Energy spectrum of loose stator core fault

度指标、重心频率、均方频率及频率方差等，连同小波包3层分解后的能量谱，共同作为故障的特征向量。离散时间序列的时频域统计指标如表1所示。

表1　离散时间序列的时频域统计指标

Tab.1　Time-frequency domain statistical indicators of discrete time series

分析指标	表达式
平均值	$\overline{x_1}=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N-1}x_i$
峰峰值	$x_3=\max(x_i)-\min(x_i)$
标准差	$x_5=\sqrt{\left(\sum_{i=1}^{N}(x_i-x_1)^2\right)\Big/(N-1)}$
峭度	$x_7=\left(\sum_{i-1}^{N}(x_i-x_1)^4\right)\Big/(N-1)x_5^4$
波形因子	$x_9=x_4/x_2$
变异系数	$x_{11}=x_5/x_1$
中心频率	$x_{13}=\sum_{k=1}^{K}f_k s(k)\Big/\sum_{k=1}^{K}s(k)$
绝对均值	$x_2=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\lvert x_i\rvert$
均方根值	$x_4=\left(\frac{1}{N}\sum_{i=0}^{N-1}x_i^2\right)^{\frac{1}{2}}$
偏度	$x_6=\left(\sum_{i-1}^{N}(x_i-x_1)^3\right)\Big/(N-1)x_5^3$
脉冲因子	$x_8=\max(x_i)/x_2$
波峰因子	$x_{10}=\max(x_i)/x_4$
均值频率	$x_{12}=\left(\sum_{k=1}^{K}5(k)\right)\Big/K$
均方根频率	$x_{14}=\sqrt{\sum_{k=1}^{K}f_k^2x(k)\Big/\sum_{k=1}^{K}x(k)}$
标准差频率	$x_{15}=\sqrt{\sum_{k=1}^{K}\left(f_k-x_{13}\right)^2x(k)\Big/\sum_{k=1}^{K}x(k)}$

2　基于LSTM-DBN的水轮机振动故障预测算法

2.1　预测算法流程

为了对水轮机系统振动故障进行预测，笔者以小波包能量带结合时频域指标信息，提取高维的统计特征，将多个信息作为DBN神经网络的故障训练特征，充分发挥深层网络的特征提取优势，使用LSTM网络对采集到的振动信号进行时间序列预测，并利用训练好的DBN网络进行故障判别分类。LSTM-DBN故障预测过程如图4所示。

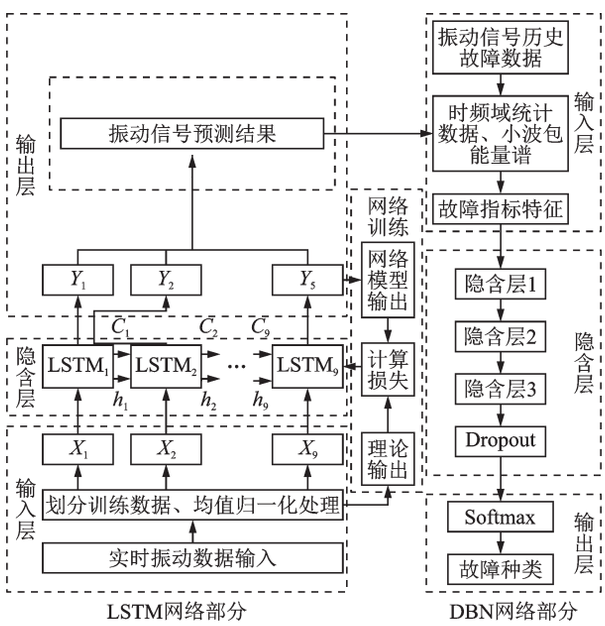


图4　LSTM-DBN故障预测过程

Fig.4　Fault prediction process based on LSTM-DBN

由图可知，基于LSTM-DBN水轮机振动故障预测方法的具体步骤如下：

1）将实时振动数据输入LSTM网络，预测后面时间段内的振动信号；

2）监测并采集获取水轮机振动摆度信号，将历史振动故障数据进行特征提取后作为输入数据，故障类型作为输出，训练DBN网络；

3）利用小波包分解方法对步骤1预测出的信号进行分析处理，得到能量谱及时频域指标作为特征参数，输入用历史故障数据训练的DBN网络进行诊断分类，得到预测结果。

2.2　网络参数选择及预测模型建立

LSTM网络可以被层叠成深层网络结构。通

常LSTM模块的层数越多,其对高层次特征表示的能力就越强,但同时也会学习到样本数据中的噪声信息,对网络的预测能力造成极大的影响。为选择LSTM网络层数,这里将训练集完整训练一轮的次数 epoch 超参数设置为100,保证其他参数一致,LSTM模块层数分别设置为1,2和3,不同LSTM模块层数下的网络训练指标如表2所示。

表2 不同LSTM模块层数下的网络训练指标

Tab.2 Network training indicators under different LSTM module layers

LSTM模块层数	均方根误差	平均绝对百分比误差/%	训练时间/s
1	0.012 0	8.90	52
2	0.012 0	8.87	87
3	0.028 2	26.77	108

可以看出,增加LSTM模块层数,网络的训练时间也随之变长。双层LSTM网络在测试集样本上的预测精度比单层LSTM网络的预测精度稍微高一些,但相差不大;当LSTM模块增大到3层时,网络的预测效果很不理想,与上述理论分析相一致。在可承受的网络训练时间范围内,应尽可能追求高精度的预测结果,因此最终建立的LSTM为双层LSTM网络。

在DBN网络中,为防止数据过拟合,对数据进行去均值化预处理,将预处理后的数据输入网络进行训练。结果最优的训练策略是采用Xavier Initialization进行权重初始化,批量尺寸为16,优化方法采用Adam方式,初始学习率为0.001,微调迭代周期为240。通过采用DBN对时频域统计指标和小波包能量谱分类识别,并采用训练准确度和验证准确度进行衡量。为选择故障分类网络,对100组故障测试数据进行诊断分类,将DBN与不同的分类算法进行比较,表3为不同分类算法的准确度。由表可知,DBN网络因其优秀的对高维数据特征提取能力,准确率明显高于其他比较算法。

表3 不同分类算法的准确度

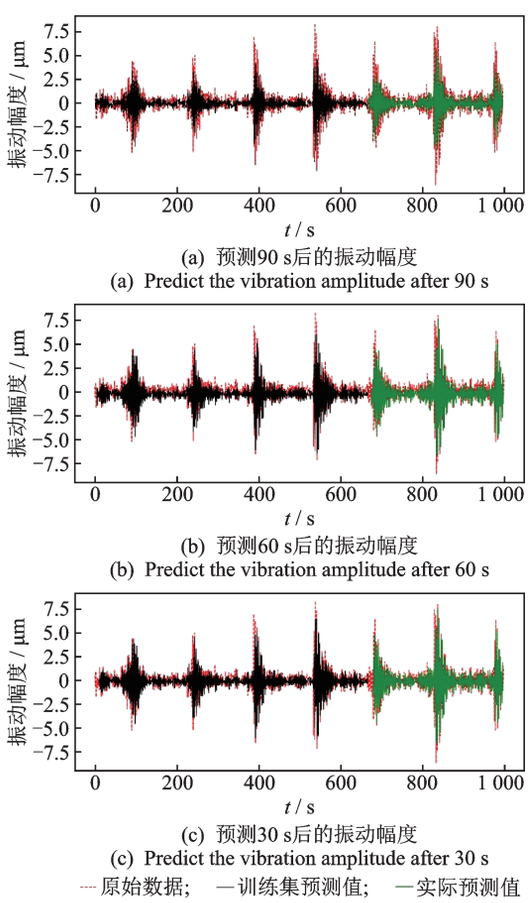
Tab.3 Accuracy of different classification algorithms

算法	测试数据/组	准确分类/组	准确率/%
BP	100	78	52
决策树	100	85	87
DBN	100	99	99

3 工程实验与结果分析

为验证本研究基于深度学习LSTM-DBN的水轮机振动故障预测算法的有效性,以某水电站为研究对象,该水利枢纽工程装机容量为5×6.9 MW灯泡贯流式水轮发电机组,水轮机额定水头为5 m,额定出力为7.19 MW,额定流量为160.02 m^3/s。

选用该水电站2号机组涡带偏心故障信号数据为例,进行水电机组振动故障预测实验。水轮机在运行过程中,仅通过单一的振动频率时间序列预测后面一段时间内的水轮机振动信号,并以此判断可能发生的振动故障,及时采取检修措施。笔者基于LSTM网络预测不同时间后的水轮机振动幅度,如图5所示。



(a) 预测90 s后的振动幅度

(a) Predict the vibration amplitude after 90 s

(b) 预测60 s后的振动幅度

(b) Predict the vibration amplitude after 60 s

(c) 预测30 s后的振动幅度

(c) Predict the vibration amplitude after 30 s

原始数据; 训练集预测值; 实际预测值

图5 基于LSTM网络预测不同时间后的振动幅度

Fig.5 Vibration amplitude prediction with different time steps based on LSTM network

对预测后的结果进行均方根误差计算,如表4所示。

通过图5、表4中的性能对比,同样训练数据下,提前预测时间越短,预测结果越接近实际振动趋势,故障预测结果更准确。考虑到实际情况,算法目的

表4　不同时间的均方根误差预测

Tab.4　Predict the RMSE at different times

提前预测时间/s	均方根误差
90	1.48
60	0.88
30	0.73

是能够预测出故障种类即可。提前90 s预测结果均方根误差较大，数据处理后输入DBN网络得到的故障与实际情况不符；提前30 s预测结果虽然均方根误差更小，但提前时间较短。因此，选择采用LSTM网络进行60 s的振动幅度预测。

对图5(b)中预测出的绿色曲线进行特征提取，得到数据的时频域统计指标和小波包能量谱值，预测结果的各项特征如表5所示。

表5　预测结果的各项特征

Tab.5　Characteristics of prediction results

特征项	数值	特征值	数值
峰峰值	2.047 5	3层分解后的小波包能量谱（2^3个）	9.822 7
标准差	0.238 7		8.542 7
方差	0.057 0		11.451 9
峰值指标	8.583 5		11.952 8
裕度指标	14.664 4		12.391 5
绝对均值	0.171 4		16.680 0
有效值	0.238 5		11.385 5
波形指标	1.391 7		17.772 5
脉冲指标	11.945 3		
峭度指标	6.222 2		

将各项特征输入DBN网络模型中进行故障诊断分类，得到的故障结果显示为涡带偏心故障，与实际故障一致，验证了算法对水轮机振动趋势的预测能力。笔者以涡带偏心故障为例进行仿真实验，结果证明了基于LSTM-DBN的预测算法在水轮机振动故障预测上的有效性。

4　结束语

深度学习神经网络可以处理更复杂的故障信号，能自动从原始信号中提取故障特征，实现智能故障诊断及预测，而无需进行预处理和大量先验知识。在本研究中，以水电机组实际运行数据和历史统计数据相结合，将深度学习神经网络用于智能水轮机故障预测。通过对水轮机故障数据集进行训练分析，将小波包能量带与时频域指标信息结合作为故障特征，运用基于深度学习LSTM-DBN的水轮机系统振动故障预测方法，实现水轮机振动故障的预测。通过对图表及数据的分析，显示出算法对水轮机振动趋势的预测能力。工程实验验证了该算法的有效性，为水轮机组故障预测与智能化检修维护提供了有效手段。

参　考　文　献

[1] 王浩天，单甘霖，孙健，等．一种基于INW-ESN的故障融合预测方法[J]．振动、测试与诊断，2018，38(1)：162-169.
WANG Haotian, SHAN Ganlin, SUN Jian, et al. A prognostic fusion algorithm based on the INW-ESN[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(1):162-169. (in Chinese)

[2] 刘明华，南海鹏，余向阳．基于模糊神经网络的水轮机调速器故障诊断[J]．水力发电学报，2012，31(3)：234-239.
LIU Minghua, NAN Haipeng , YU Xiangyang. Fault diagnosis of hydro turbine governor based on fuzzy neural networks [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2012, 31(3):234-239. (in Chinese)

[3] 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 bearing based on the long short-term memory network[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(2):303-309. (in Chinese)

[4] QING Y, LI K, LIANG Z H, et al. Hybrid forecasting model based on long short term memory network and deep learning neural network for wind signal[J]. Applied Energy, 2019, 236:262-272.

[5] ZHANG C L, HE Y G, DU B L, et al. Transformer fault diagnosis method using IoT based monitoring system and ensemble machine learning[J]. Future Generation Computer Systems, 2020, 108:533-545.

[6] WEI Q L, NIKOLA K, MARIOS P, et al. Deep learning neural networks: methods, systems, and applications[J]. Neurocomputing, 2020, 396:130-132.

[7] 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.

[8] 池永为，杨世锡，焦卫东．基于LSTM-RNN的滚动轴承故障多标签分类方法[J]．振动、测试与诊断，2020，40(3)：563-571.
CHI Yongwei, YANG Shixi , JIAO Weidong. A multi-

label fault classification method for rolling bearing based on LSTM-RNN[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020,40(3):563-571. (in Chinese)

[9] 孟小凡,宋华.基于神经网络的卫星姿控系统故障预测[J].系统仿真学报,2019,31(11):2499-2508.
MENG Xiaofan, SONG Hua. Fault prediction of satellite attitude control system based on neural network[J]. Journal of System Simulation, 2019, 31(11): 2499-2508. (in Chinese)

[10] 周奇才,王益飞,赵炯,等.基于LSTM循环神经网络的盾构机故障预测系统设计[J].现代机械,2018(5):35-40.
ZHOU Qicai, WANG Yifei, ZHAO Jiong, et al. Design of fault prediction system for shield machine based on LSTM recurrent neural network[J]. Modern Machinery, 2018(5):35-40. (in Chinese)

[11] 于洋,何明,刘博,等.基于TL-LSTM的轴承故障声发射信号识别研究[J].仪器仪表学报,2019,40(5):51-59.
YU Yang, HE Ming, LIU Bo, et al. Research on acoustic emission signal recognition of bearing fault based on TL-LSTM[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2019, 40(5):51-59. (in Chinese)

[12] 杜小磊,陈志刚,许旭,等.基于小波卷积自编码器和LSTM网络的轴承故障诊断研究[J].机电工程,2019,36(7):663-668.
DU Xiaolei, CHEN Zhigang, XU Xu, et al. Fault diagnosis of bearing based on wavelet convolutional auto-encoder and LSTM network[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019, 36(7):663-668. (in Chinese)

[13] 程宝清,韩凤琴,桂中华.基于小波的灰色预测理论在水电机组故障预测中的应用[J].电网技术,2005(13):40-44.
CHENG Baoqing, HAN Fengqin, GUI Zhonghua. Application of wavelet transform based grey theory to fault forecasting of hydroelectric generating sets[J]. Power System Technology, 2005(13):40-44. (in Chinese)

[14] 何理瑞.振动诊断在水轮机故障诊断与失效分析中的应用[J].浙江水利水电学院学报,2014,26(4):78-80.
HE Lirui. Application of vibration diagnosis in turbine fault diagnosis and failure analysis[J]. Journal of Zhejiang University of Water Resources and Electric Power, 2014, 26(4):78-80. (in Chinese)

[15] XU B, CHEN D, LI H, et al. Priority analysis for risk factors of equipment in a hydraulic turbine generator unit [J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2019,58:1-7.



第一作者简介:罗毅,男,1969年10月生,博士、教授。主要研究方向为热工控制系统的优化控制、仿真建模、故障诊断与预测以及智能优化算法。曾发表《基于熵权法和灰色关联分析法的输电网规划方案综合决策》(《电网技术》2013年第37卷第1期)等论文。
E-mail:lyphzh@163.com

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EI Compendex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

(第42卷卷终)

Progress and Prospects in Piezoelectric Actuation Technologies

LIU Yingxiang, *DENG Jie*, *CHANG Qingbing*, *ZHANG Shijing*, *CHEN Weishan*

(State Key Laboratory of Robotics and System, Harbin Institute of Technology Harbin, 150001, China)

Abstract Piezoelectric actuation has the outstanding advantages of simple structure, diverse configurations, high force density, high precision, fast response, power off self-locking, no electromagnetic interference, good environmental adaptability, etc. It has an urgent application demand in the fields of ultra-precision machining, semiconductor manufacturing, robots, precision instruments, life sciences, aerospace and weapon equipment, and has become the core technology for high-end equipment to develop towards high-grade. Piezoelectric actuation technology can provide a solid basis for the breakthrough and development of high-end equipment, which has important scientific significance and outstanding practical value. This work starts from the actual demand of high-end equipment development for precision drive technology, systematically illustrates the definition, classification and characteristics of piezoelectric actuation technology, introduces the research status of piezoelectric drive technology in detail, summarizes and analyzes the typical applications of piezoelectric actuation technology, and finally discusses and prospects the piezoelectric actuation technology.

Keywords Piezoelectric actuation technology; nanometer precision actuation; resonant piezoelectric actuator; non-resonant piezoelectric actuator; ultra-precision control

Fault Diagnosis of Aeroengine Gear Based on Deep Learning

WAN Anping[1], *YANG Jie*[2], *WANG Jinglin*[3], *CHEN Ting*[1], *MIU Xu*[1], *HUANG Jiayong*[1], *DU Xiang*[1]

(1. Department of Mechanical Engineering, Zhejiang University City College Hangzhou, 310015, China)

(2. School of Mechanical Engineering, Zhejiang University Hangzhou, 310027, China)

(3. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Fault Diagnosis Health Management Shanghai, 201601, China)

Abstract Traditional mechanical fault diagnosis methods often need to handle the collected fault wave signals, and then combine neural network to extract and classify the features. It is not only complex in process, time consuming, but also low in recognition accuracy. Therefore, this paper uses one-dimensional convolutional neural network (1D-CNN) to extract and classify the experimental vibration data of gear fault of an aeroengine, for establishing the 1D-CNN model of gear fault and diagnosing the bearing fault. From the test and analysis results, the accuracy of gear classification by using the neural network model is up to 80%, which is 15.07% higher than that of 63.9% of the traditional back propagation neural network, and the accuracy of this method is improved by 15.89% compared with the classification by support vector machine (SVM). This method can directly use the wave vibration signal as input, and output the final classification results through a series of operations such as convolution and pooling. It simplifies the traditional tedious steps of signal processing and machine learning diagnosis, which provides a feasible method for aeroengine fault diagnosis.

Keywords aero engine; fault diagnosis; multi-sensor information fusion; deep learning; convolution neural network

Data-Driven Incipient Fault Diagnosis for Cam-Driven Absolute Gravimeter

MOU Zonglei[1], *WANG Chen*[2], *ZHANG Yuan*[2], *HAO Nini*[2], *HU Ruo*[3]

(1. College of Electrical Engineering and Automation, Shandong University of Science and Technology Qingdao, 266590, China)

(2. College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology Qingdao, 266590, China)

(3. National Institute of Metrology Beijing, 100029, China)

Abstract The vibration caused by incipient fault is the main factor affecting the accuracy of cam-driven absolute gravimeter. An incipient fault diagnosis method for cam-driven absolute gravimeter is proposed with the modified ensemble empirical mode decomposition (MEEMD), multi-scale permutation entropy (MPE) and energy entropy, based on the incipient fault features of smaller amplitude, weak fault characteristics and hard-to-find in the noise. After the adaptive decomposition of the vibration signal of the cam-driven absolute gravimeter under different working conditions, the effective intrinsic mode functions (IMF) are selected, and the multi-scale permutation entropy and energy entropy are extracted, as the sensitive features in vibration data. Furthermore, the extracted multi-dimensional vector matrix is loaded into the support vector machine (SVM) whose kernel function is the radial basis function (RBF), and the accurate incipient fault diagnosis for cam-driven absolute gravimeter is realized based on data. Experimental results show that the proposed method can effectively diagnose various incipient faults for cam-driven absolute gravimeter, and the accuracy of fault diagnosis reaches up to 97.1%. This method solves the problem of low measurement precision in cam-driven absolute gravimeter due to incipient fault, and the incipient fault can be quickly and accurately traced. Meanwhile, it can realize the fast tracing and accurate positioning of the incipient fault for the gravimeter, and has a good prospect for engineering application.

Keywords cam-driven absolute gravimeter; fault diagnosis; modified ensemble empirical mode decomposition (MEEMD); energy entropy; multi-scale permutation entropy

Rolling Element Bearing Defect Diagnosis Under Variable Frequency Based on Fast Hoyergram and Improved VNCMD

SHI Wenjie, *WEN Guangrui*, *HUANG Xin*, *ZHOU Qiao*, *BAO Yufeng*

(School of Mechanical Engineering, Xi′an Jiaotong University Xi′an, 710049, China)

Abstract In the light of the difficulty of rolling element bearing defect diagnosis under variable frequency while using traditional spectrum analysis, a new method based on fast Hoyergram and improved variational nonlinear chirp mode decomposition (VNCMD) is proposed. First, fast Hoyergram is used to determine the resonance frequency band where the bearing fault impact locates. Then bandpass filtering is utilized to extract the component of rolling bearing vibration signal and the result is mixed with the signal after lowpass filtering. Secondly, the ridges of rotating frequency and bearing fault frequency are extracted based on multi-component collaborative speed estimation, and used as the input parameter of VNCMD to extract the rotation and bearing fault impact components. Finally, the type of rolling bearing fault can be determined by characteristic frequency ratio. Compared with ensemble empirical mode decomposition (EEMD), the proposed method can extract more accurate time-frequency ridges and obtain correct components through signal decomposition. Both the simulation and experimental results demonstrate the effectiveness of the proposed method.

Keywords variational nonlinear chirp mode decomposition; variable frequency; ridge extraction; rolling bearing; fault diagnosis

Ground Motion Intenity Measures of RAC Frame Structures

HOU Hongmei[1,2], *LIU Wenfeng*[1], *CHEN Guanjun*[1]

(1. Civil Engineering School, Qingdao University of Technology Qingdao, 266033, China)

(2. College of Civil Engineering and Architecture, Binzhou University Binzhou, 256600, China)

Abstract The reasonable seismic intensity index of recycled concrete structure is the mapping criterion to predict and evaluate its seismic response. Based on 15 structures of three building heights and five recycled aggregate replacement rates, 120 ground motion records are selected to do time history analysis. The correlation, efficiency and sufficiency of 28 seismic intensity indexes and four key engineering demand parameters are evaluated, considering the structure height, replacement rate of recycled aggregate, earthquake source mechanism and whether the pulse ground motion. There is a strong correlation between spectral intensity index and engineering demand parameters. In terms of the changes of the structure height and replacement rate, the correlation between different seismic intensity indexes and engineering demand parameters is obviously different. The spectral velocity is the most correlated seismic intensity index with four engineering demand parameters. The correlation coefficient is affected by the replacement rate of the recycled aggregate, earthquake source mechanism and whether pulse ground motion. The spectral intensity indexes are effective and sufficient to characterize the engineering demand parameters.

Keywords recycled aggregate concrete frame structure; ground motion intensity measure; engineering demand parameter; correlation; efficiency; sufficiency

Nonlinear Damage Identification and Experiments Based on GARCH-M Model

HUANG Qi[1,2], *GUO Huiyong*[1,2]

(1. College of Civil Engineering, Chongqing University Chongqing, 400045, China)

(2. The Key Laboratory of New Technology for Construction of Cities in Mountain Area of the Ministry of Education, Chongqing University Chongqing, 400045, China)

Abstract Damages such as cracks often have time-domain nonlinear characteristics of variable stiffness during vibration, and the data before damage is difficult to obtain. In response to the above problems, the acceleration time series of each position of the inspection structure are collected. The generalized autoregressive conditional heteroskedasticity in the mean (GARCH-M) model of the lay response data is established for the inspect and base layers. Furthermore, the Chebyshev distance between the two model coefficients is analyzed, and a combined index of normalized damage recognition based on GARCH-M model and Chebyshev distance is proposed. The simulation and experimental results show that based on the above combined indicators, only the acceleration response data after damage can be used for damage identification, that is, the location of the nonlinear damage layer can be effectively identified. Compared with the GARCH model, the GARCH-M model is nonlinear to the structure, and the damage acceleration response time series has better adaptability. Moreover, the calculation process of the above model is simple and accurate, and it has good engineering application value in the field of nonlinear damage identification of engineering structures such as transmission towers.

Keywords nonlinear damage identification; transmission tower; generalized autoregressive conditional heteroskedasticity in the mean (GARCH-M) model; Chebyshev distance; standard deviation of variance

Coupling Vibration Analysis Between Flip-Flow Screen Panels and Moist Fine Coal Material Containing Agglomerates

TANG Jian[1,2], *XIONG Xiaoyan*[1,2], *WU Bing*[1,2], *CAO Rong*[3]

(1. Key Laboratory of Advanced Transducers and Intelligent Control System, Ministry of Education, Taiyuan University of Technology Taiyuan, 030024, China)

(2. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology Taiyuan, 030024, China)

(3. Jinxi Industries Group Co., Ltd. Taiyuan, 030027, China)

Abstract The work aims to clarify coupling vibration mechanism between flip-flow screen panels and moist fine coal material group containing agglomerates. Firstly, the ejection velocity and the maximum impact force of the single agglomerate or material particle colliding with the screen panel are derived through theoretical calculations. Then, the screening process co-simulation model of the moist fine coal material group containing agglomerates on nonlinear screen panels is constructed, and the effectiveness of which is verified by an experiment. Finally, the influence of vibration parameters on the coupling dynamic characteristics between material group and screen panels are analyzed by co-simulations. Results show that the ejection velocity and the maximum impact force of the single agglomerate or material particle are jointly decided by factors including the restitution coefficient, the installation inclination angle, the vibration amplitude, the vibration frequency, and the vibration angle. During the stable screening process, the beat vibrations of screen panels are caused by the nonlinear time-varying excitation of the material group, and particles average normal velocities are directly related to the vibration frequency and amplitude of the screen panels. The screening efficiency and production ratio of the material group can be properly improved by increasing the vibration frequency of screen panels. The research provides a reference for the screening performance improvement and the optimal working g value determination of the flip-flow screen.

Keywords moist fine coal material group; agglomerates; flip-flow screen panel; coupling vibration; screening process

Fault Diagnosis of Rolling Bearing Based on Attention Recurrent Capsule Network

QU Hongchun, *ZHU Weihua*, *GAO Pengyu*, *WANG Chao*, *ZHOU Dapeng*, *DING Kai*

(College of Aeronautical Engineering, Civil Aviation University of China Tianjin, 300300, China)

Abstract In view of the complex working conditions, large load and low signal-to-noise ratio (SNR) of vibration signal of rolling bearing, a weak fault diagnosis model based on attention recurrence (AR) is proposed to construct digital capsule and fuse with capsule network (Caps). In this model, the bidirectional long-short time memory neural network (Bi-LSTM) is introduced to extract the temporal features of the time-frequency diagram, and establish nonlinear association between capsules. Secondly, we use the attention recurrence mechanism to construct digital capsules to improve the influence of energy intensity changes in different time and frequency bands of time-frequency diagram. Then the attention recurrence and digital capsules constructed by dynamic routing mechanism are fused by 3D convolution adaptively to realize the diversity of feature extraction. Fi-

nally, the softmax classifier is used to map the fusion features to the output layer, to achieve the fault diagnosis of rolling bearing in high noise environment. The results show that this method has higher diagnostic accuracy than other diagnostic models on weak fault signals with small samples and low signal-to-noise ratio. Moreover, the model can effectively reduce the over fitting problem and strong generalization ability.

Keywords intelligent fault diagnosis; capsule network; attentional mechanism; rolling bearing

Nonlinear Modelling Analysis and Parameter Identification Test of Controllable Inerter

LIU Changning, *CHEN Long*, *ZHANG Xiaoliang*, *YANG Yi*

(Automotive Engineering Research Institute, Jiangsu University Zhenjiang, 212013, China)

Abstract On the basis of the electrical-mechanical analogy theory, the electrical-mechanical-hydraulic analogy theory is further promoted to study the nonlinearity of controllable inerter. A fluid controllable inerter is designed based on the theory of electrical-mechanical-hydraulic analogy. The ideal model and nonlinear equivalent model are established. Some nonlinear parameters are tested by bench experiment. The mechanical output characteristic is analyzed. The results show that the nonlinear factors have a great influence on the mechanical output performance of the fluid controllable inerter, which cannot be ignored. When the compressibility of the liquid cannot be ignored, the inerter characteristic is mainly generated by the inerter under low-frequency excitation. While under high-frequency excitation, the elastic characteristic of liquid helps to suppress the vibration. The results further verify the correctness of electrical-mechanical-hydraulic analogy theory.

Keywords vibration suppression; model; nonlinear; electrical-mechanical analogy; controllable inerter

Dynamic Analysis of Reflection Surface Deployment of Multi-degree of Freedom Solid Antenna

YANG Quanou[1], *QIN Yuantian*[1], *CHEN Jinbao*[1], *LI Bo*[2]

(1. College of Astronautics, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

(2. Shanghai Institute of Aerospace System Engineering Shanghai, 201109, China)

Abstract The reflective surface of a large 6-degree of freedom (DOF) solid-surface antenna has a problem of free swing during deployment. In order to reduce the difficulty of active control, the torque of the torsion spring at each joint needs to be designed reasonably. For this dynamic problem, the second Lagrange equation is used to derive the dynamic model from 1-DOF to n-DOF. Matlab is used to solve the model numerically, and the relationship between the torque of the torsion spring and the expansion process in the case of 6-DOF is studied and assisted verification through Adams. The calculation of the dynamic model has obtained a set of reasonable torsion spring torque values. Without external force constraints, each reflecting surface can be deployed at a coordinated speed and a prescribed trend. This research method can obtain the design scheme of the torque of the torsion spring under specific conditions, and reduce the difficulty of active control during the deployment of the antenna reflector.

Keywords surface of antennas reflector; Lagrange equation; dynamics; torsion spring

Active Road Noise Control System with Modified Adaptive Filtering Algorithm

ZHANG Lijun[1], *PI Xiongfei*[1], *MENG Dejian*[1], *CAO Cheng*[2], *ZHAO Ye*[2], *SHU Yuan*[2], *ZHANG Menghao*[2]

(1. School of Automotive Engineering, Tongji University Shanghai, 201804, China)

(2. Saic Volkswagen Shanghai, 201804, China)

Abstract Aiming at the system instability caused by the DC offset of the sensors in the road noise active control system, a new modified multichannel adaptive filtering road noise active control algorithm is established. Using multi-coherence as the evaluation function, a comprehensive evaluation index is constructed, and 4 acceleration signals are selected as reference signals using a multi-island genetic algorithm from 24 acceleration signals measured under real vehicle road tests. With two car speakers as secondary sound sources and one headrest position in the front row as control targets, a multi-channel in-car road noise active control system with eight reference signals, two speakers, and two microphones are built in the Simulink environment. Simulations are performed using data collected at different vehicle speeds and different pavement (Belgian pavement, Rough asphalt pavement). On the basis of simulation model, a corresponding hardware-in-the-loop test platform for the active noise control system is built based on dSPACE. The experimental results are consistent with the simulation results under various operating conditions, both of which can achieve stable and effective noise reduction.

Keywords active road nosie control; adaptive filtering algorithm; hardware deployment optimization; road test

Research on Signal Denoising Method of Chatter Incubation Stage Based on IES

ZHENG Hualin[1], *GAO Weixiang*[1], *HU Teng*[1], *WANG Hu*[1], *YANG Hong*[2]

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Southwest Petroleum University Chengdu, 610500, China)

(2. Institute of Machinery Manufacturing Technology, China Academy of Engineering Physics Mianyang, 621900, China)

Abstract The chatter incubation stage exists between stable cutting and chatter burst. Chatter behaviors contained in the signals during this stage are deemed as the typical weak features. The traditional method that combines ensemble empirical mode decomposition (EEMD) with singular value decomposition (SVD) is employed to denoise the signal of chatter incubation stage, despite which issues like insufficient denoising and weak feature loss can also be found. Therefore in this paper, the denoising mechanism of EEMD is improved by introducing power spectral density (PSD) and constant coherent function (CCF), rendering intrinsic mode functions (IMF) components of the weak features effectively extracted. Next, with the help of pooling principle (PP), the complexities of the extracted IMF components are reduced, following combined SVD to realize the blocking-based denoising process. Consequently, the noises contained in the weak features can be suppressed efficiently. Finally, by coupling the improvements mentioned above and reconstructing signals, the general frame of a denoising method based on improved EEMD-SVD (IES) can be established. The IES and the traditional EEMD-SVD are respectively adopted to denoise Rossler chaotic signals. According to the assessment indexes including

signal-to-noise ratio, mean-square error, and smoothness, the proposed IES method is quantitatively verified in terms of denoising efficiency and weak feature fidelity. The proposed IES method is then applied to denoise the milling force signals of the chatter incubation stage involved in an axial depth varying milling experimentation. The results show that the proposed method can not only suppress the noise of the chatter incubation stage significantly, but also guarantee the fidelity of the weak chatter feature.

Keywords cutting chatter; incubation stage; ensemble empirical mode decomposition; singular value decomposition; signal denoising

Fault Diagnosis of Planetary Gear Used Time-Frequency Image Texture Features

CUI Baozhen[1,2], *WANG Bin*[1,3], *REN Chuan*[1], *PENG Zhihui*[1], *WANG Haonan*[1], *WANG Zebing*[1]

(1. College of Mechanical Engineering, North University of China Taiyuan, 030051, China)

(2. Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology of Shanxi Province, North University of China Taiyuan, 030051, China)

(3. Jinxi Rail Rolling Stock Co., Ltd. Taiyuan, 030027, China)

Abstract The structure of the planetary gearbox is very complicated. When a fault occurs, its vibration signal appears non-linear and non-stationary feature, and the fault signal is weak. In order to accurately extract features expressing planetary gear failure information, the signal processing method of local mean decomposition (LMD) combined with S-transform is proposed, and transform it into time-frequency distribution image. First, the vibration signal is processed by LMD-S transform, then the interference is filtered by correlation analysis method and transformed into time-frequency distributed image. Subsequently, the non-uniform local binary pattern (LBP) is used to extract image texture features under different working conditions. Finally, the limited learning machine is used to identify three fault types. The accuracy of fault recognition reaches 90%, which proves the effectiveness of this method.

Keywords planetary gear; pattern recognition; fault diagnosis; LMD-S transform, time-frequency image texture features

Influence Research of Dynamic Performance on Heavy-Haul Railway Simply-Supported Bridge Accused by Different Bearing

CHEN Shuli[1,2], *XU Hongwei*[1,2], *LIU Yongqian*[1,2]

(1. Structure Health Monitoring and Control Institute, Shijiazhuang Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)

(2. The Key Laboratory for Health Monitoring and Control of Large Structures Hebei Provincial Shijiazhuang, 050043, China)

Abstract In order to study the applicability and difference of elastomeric bearing and spherical bearing in heavy-haul railway bridge, three bridges of a heavy-haul railway are taked as the research object The effects of vibration, impact and deformation of key components of railway bridge are studied comparatively. The results show that the elastomeric bearing has great elasticity and shear resistance, while the spherical bearing has the charac-

teristics of greater stiffness, rotational performance, durability and significantly reduced transverse and vertical displacement. Compared with the elastomeric bearing, the spherical bearing application causes more impact on the bearing and bridge structure, which leads to the increase of the response frequency of the support, the span deflection and the damping ratio of the bridge. The spherical pedestal also results in significant reduction of transverse dynamic response of bridge, and has little influence on pier vibration, vertical vibration and self-vibration performance of bridge. The spherical bearing provides better stability and reliability for the bridge structure than the plate rubber bearing does.

Keywords heavy-haul railway; elastomeric bearing; spherical bearing; dynamic response; comparative analysis

Calibrating Multi-dimensional High-*g* Acceleration with Bevel End Hopkinson Bar

GAO Meng, *GUO Weiguo*, *LI Xiaolong*

(1. School of Aeronautics, Northwestern Polytechnical University Xi'an, 710072, China)

Abstract To calibrate the sensitivity coefficient of multi-dimensional high-g accelerometer, a method based on Hopkinson bar with a bevel end is proposed. Through ANSYS/LS-DYNA finite element software, the effect on the waveform of different particles on the slope is analyzed in detail based on the relationship between the slope angle and the width of acceleration pulse. And the ratio of the slope axial projection L to the excitation pulse wavelength λ is defined as δ. The result shows that δ is not the only parameter that determines the consistency of the acceleration waveform of the particles on the inclined surface. However, with the same L of the calibration bar, the smaller the δ leads to more consistent acceleration waveform of each particle on the inclined plane. In the end, by using Hopkinson bar with a bevel end, the sensitivity coefficients and cross sensitivity coefficients of the two axes in the three-axis accelerometer are calibrated synchronously. Additionally, the sensitivity coefficient matrix is obtained. The sensitivity coefficient of each axis obtained by two axis synchronous calibration is smaller than that of single axis calibration in turn due to the coupling effect between axes. Moreover, the excitation in the z-axis direction (normal direction of the mounting surface) has a greater impact on the y-direction (tangential direction of the mounting surface).

Keywords shock calibration; sensitivity coefficient; transverse sensitivity; multi-dimensional high g accelerometer; Hopkinson bar with a bevel end

Cyclic Weakening Mechanism in Constant Normal Stiffness of Pile-Soil Interface

LIU Junwei[1], *ZHU Na*[2], *LING Xianzhang*[1,3,6], *WAN Zhipeng*[1], *HUANG Xiaoyi*[4], *ZHAO Guoxiao*[5]

(1. School of Civil Engineering, Qingdao University of Technology Qingdao, 266033, China)

(2. College of Environmental Science and Engineering, Ocean University of China Qingdao, 266100, China)

(3. School of Civil Engineering, Harbin Institute of Technology Harbin, 150090, China)

(4. The Second Construction Limited Company of China Construction Eighth Engineering Division Jinan, 250014, China)

(5. China Railway Construction Engineering Group Shandong Co., Ltd. Qingdao, 266100, China)

(6. Chongqing Research Institute of Harbin Institute of Technology Chongqing, 401151, China)

Abstract The cyclic weakening mechanism of pile-soil interfaces can affect the bearing capacity of piles. This paper investigated the cyclic weakening mechanism of constant normal stiffness in pile-soil interface under different

shear-displacement amplitudes and initial normal stress parameters. An independently developed large-scale constant normal stiffness shear device is used in this study. The results show that the shear stress-displacement curve of the interface develops in a "closed loop" shape. The shear stress continues to weaken when the number of cycles increase. The weakening mainly occurs in the initial stage of shearing. This is mainly due to the rearrangement and breakage of soil particles at the pile-soil interface, as well as decompression and softening at the interface. These findings also indicate that the greater the initial normal stress leads to larger shear-displacement amplitude. Furthermore, the increase in number of cycles results in a rapid weakening of the shear stress. The logarithmic weakening can be used to predict shear stress under different test conditions. The results show that nonlinear logarithmic curve fitting has about 90% similarity with the real data curve, which is significant in studying the weakening mechanism of pile-soil interfaces.

Keywords pile-soil interface; constant normal stiffness; weakening effect; particle breakage; logarithmic weakening formula

Sliding Mode Control for Control Moment Gyroscope Gimbal System Driven by Ultrasonic Motor

LIANG Zhulin[1], *XU Zhangfan*[2], *LU Ming*[1], *PAN Song*[2]

(1. Beijing Institute of Control Engineering Beijing, 100190, China)

(2. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

Abstract In this paper, ultrasonic motor drive control moment gyroscope gimbal system is described. Importantly, based on sliding control method, a hybrid integral sliding mode variable structure controller(HISMC) is proposed. HISMC guarantees the fast response of the gimbal speed control and improves the robustness of the system under the multi-source disturbance torque. For adjusting the chattering characteristic of the sliding mode controller, a sliding mode observer is introduced to compensate the multi-source disturbance torque, and then reduce the sliding mode switching gain to achieve suppressing chattering. The simulation and experimental results show that the control strategy proposed in this paper can effectively suppress the chattering phenomenon, and the gimbal system has strong robustness under the influence of multi-source disturbance torque.

Keywords control moment gyroscope; sliding mode control; ultrasonic motor; gimbal control

Vibration Characteristic Analysis Based on Contact Bounce of Contactor

HUANG Kepeng[1], *WANG Fazhan*[1], *ZHAO Mingji*[1], *GUO Baoliang*[1], *OU Daquan*[2]

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology Xi'an, 710055, China)

(2. ABB Xinhui Low Voltage Switchgear Co., Ltd. Jiangmen, 529000, China)

Abstract Aiming at the vibration bounce problem caused by the collision and contact of the static and dynamic contacts of the electrical switching device during the closing process, a two-degree-of-freedom vibration equation of the contact system is established and solved based on the comprehensive consideration of the nonlinear electromagnetic force and the collision contact force,. For the first time through a high-speed photography experiment, the law of contact bounce and deflection is revealed. The results show that the theoretical and experimental results are highly consistent. The iron core collides before the contact is separated after the collision, which further aggravates the contact bounce. The second bounce of the iron core does not affect the spring of the contact. After the first collision, the movement track of the moving contact produces the first deflection, and after

the second collision, the deflection displacement and angle are opposite and less than the second. The results provide a theoretical basis for further control and reduction of contact bounce.

Keywords electrical switch; AC contactor; contact bounce; two-degree-of-freedom vibration equation; high-speed photography

Pump Shaft Whirl Characteristic for Vertical Main Coolant Pump of Nuclear Reactor

LI Zhen[1], *WANG Hongkai*[1], *YUAN Shaobo*[2]

(1. Fujian Fuqing Nuclear Power Co., Ltd. Fuqing, 350318, China)

(2. Nuclear Power Institute of China Chengdu, 610213, China)

Abstract There is vibration alarm which is caused by unstable shaft whirl in main coolant pump of reactor in many nuclear power plants. It is necessary to research deeply for the whirl characteristic. Firstly, the rotor dynamic of shaft in main coolant pump is analyzed. The frequency, amplitude and source location of whirl motion is measured and studied. The cause and the source of the whirl vibration for the shaft is investigated. The result shows that half whirl vibration frequency is slightly lower than 0.5 times the running frequency, and the whirl frequency vary in the range of 0.43～0.49 times the running frequency. As the amplitude of whirl motion is not constant, sometimes it is high, sometimes it is low. The divergent trend does not exist and the whirl is in dynamic balance condition in total. The fluctuation of vibration is mainly determined by the amplitude variation of half whirl frequency. The pump shaft whirl is caused by the water film whirl of the bottom bearing, not by the oil film whirl of the motor shaft. In order to reduce the influence of the shaft whirl, it is suggested to modify the bottom bearing of pump shaft.

Keywords main coolant pump; vibration; whirl; vertical

Nonlinear Dynamics of Marine Rotor-Bearing System Under Yawing Motion

SHI Yangxu, *LI Ming*, *DU Xiaolei*

(Department of Mechanics, Xi′an University of Science and Technology Xi′an, 710054, China)

Abstract The dynamic model of the marine rotor-bearing system is developed on the short bearing theory after considering the yawing motion, which shows that the differential equations are of strong geometric nonlinearity. Due to the influence of yawing motion, the rotor will deflect relative to the bearing bush and be subjected to various forces such as nonlinear oil film moment. The nonlinear dynamic characteristics of the rotor system under yawing motion and the deflection motion are analyzed by numerical method. The influence of yawing amplitude and frequency ratio on the rotor motion is also studied. The results show that the rotor amplitude and deflection relative to the bearing bush are large at low speeds. And at high ones, the yawing motion causes the rotor to produce the chaotic oscillation. The amplitude of rotor and its deflection increase with the amplitude of yawing. With the decrease of the frequency ratio, the influence of yawing on the rotor gradually weakens.

Keywords nonlinear dynamics; marine rotor system; yawing; bearing oil film force; steady state response; chaos

Optical Fiber Grating Sensing Method for Flexible Composite Skin Deformation of Aerostat

LIU Bingfeng[1,2], *SUN Guangkai*[1,2], *HE Yanlin*[1,2], *DONG Mingli*[1,2]

(1. Key Laboratory of the Ministry of Education for Optoelectronic Measurement Technology and Instrument, Beijing Information Science & Technology University Beijing, 100192, China)

(2. Beijing Laboratory of Optical Fiber Sensing and System, Beijing Information Science & Technology University Beijing, 100016, China)

Abstract In response to the real-time monitoring requirements of the aerostat skin deformation, a flexible composite skin deformation sensing method based on fiber Bragg grating (FBG) is proposed. According to the characteristics of the multilayer structure of the skin material and the principle of FBG sensing, a flexible skin sensing structure of "FBG-adhesive layer-base" is designed. Through theoretical analysis of the sensing structure, it is concluded that the average strain transfer efficiency increases with the increasing of the shear modulus of the adhesive layer. In the experiment, two adhesives with different shear modulus, GD414 and DP420, are used to bond the FBG sensor to the surface of the flexible skin and a sensor demodulation experiment system is established. The sensitivity and repeatability of the aerostat flexible composite skin deformed FBG sensor are analyzed. The relationship between the center wavelength of the FBG and the curvature of the FBG encapsulated by two different adhesives is studied. The FBG encapsulated by DP420 adhesive which with larger shear modulus has good linearity and repeatability and its sensitivity can reach 145.4 pm/m^{-1}. Reconstruction analysis of the deformation of the flexible composite skin of the aerostat has verified the feasibility of the sensing method. The research results show that the FBG sensor can be used to monitor the deformation of flexible composite skin and it has broad application prospects in the shape monitoring of aerostat skin.

Keywords aerostat; flexible composite skin; fiber Bragg grating (FBG); surface bonded sensor; adhesive; sensitivity

Compound Fault Diagnosis of Rolling Bearings Based on AIF and Improved Time-Time Transform

LIU Baohua[1], *ZHANG Muyong*[1], *ZANG Yanxu*[1], *TANG Guiji*[2]

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, North China Institute of Aerospace Engineering Langfang, 065000, China)

(2. Department of Mechanical Engineering, North China Electric Power University Baoding, 071003, China)

Abstract For the problem that the weak features of rolling bearing compound failure mode are difficult to extract, a method for rolling bearing compound fault diagnosis based on adaptive iterative filtering (AIF) and improved time-time (TT) transform is proposed. First, AIF method is applied to decompose the fault vibration signal to achieve a series of intrinsic mode functions and the maximum correlated kurtosis criterion is adopted to select the characteristic components. Then, the improved TT transform method is used to denoise the characteristic components to reinforce the impact features. Finally, the denoised characteristic components are performed on envelope analysis to extract the fault characteristic frequencies and complete the identification of rolling bearing fault mode. The simulated test and actual fault diagnosis instance show that the method proposed in this article can effectively identify the weak fault feature message of the fault signals.

Keywords rolling bearing; adaptive iterative filtering; time-time transform; compound fault; fault diagnosis

Analysis of Effective Electromechanical Coupling Coefficient of Hollow Ultrasonic Motor Stator

WANG Hongxing, *LIU Jun*, *ZHU Hua*, *PAN Zhengyang*
(State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

Abstract In order to improve the efficiency of the hollow ultrasonic motor, the effective electromechanical coupling coefficient of the motor stator is analyzed. Firstly, the piezoelectric impedance characteristics of the motor stator are analyzed by using the equivalent circuit method, and the calculation method of the effective electromechanical coupling coefficient is determined. Then the finite element simulation of the piezoelectric impedance characteristics of the motor stator is carried out by ANSYS software, and the influence of the vibration mode of the stator, the structure size of metal elastomer and piezoelectric ceramic on the effective electromechanical coupling coefficient is analyzed. According to the simulation results, four different stators are designed and manufactured, and the four stators are tested by impedance analyzer. The relative errors between the measured values and the simulation values are less than 10%. The impedance characteristic curves obtained are consistent with the simulation results. Finally, the four stators are assembled into the prototype, and the motor performance test platform is built for experimental test. The results show that the four prototypes have achieved good output performance. Combined with the experiment, it is proved that increasing the effective electromechanical coupling coefficient of stator can obtain lower power consumption and improve the output efficiency of motor, which has high engineering application value.

Keywords hollow ultrasonic motor; impedance characteristic; finite element analysis; effective electromechanical coupling coefficient; output performance

Damage Localization of Composite Laminated Plates Based on Low-Rank and Sparse Decomposition

YAN Jinwei, *CAO Shancheng*, *XU Chao*
(School of Aerospace, Northwestern Polytechnical University Xi'an, 710072, China)

Abstract In order to solve the problems such as poor anti-noise, insensitivity to incipient damage and low performance of multiple damage localization by using modal shapes or their derivatives, a multi-damage identification method for composite laminates based on low-rank property of vibration modes and sparse damage distribution is proposed. Here, Laplacian of Gaussian (LoG) filter is adopted to evaluate the noise-robust curvature of modal shapes. Meanwhile, robust principal component analysis is utilized to examine the local damage-caused features of modal shape curvatures for damage localization. In addition, a damage localization index is developed to integrate the damage evidences of multiple modal shapes. Finally, the effectiveness of the proposed method is verified by numerical simulations and experimental data of composite laminates with damage. The results show that this method can accurately pinpoint the multiple small area damage in composite laminates without reference information on pristine state.

Keywords composite laminates; Laplacian of Gaussian; mode shape curvatures; damage localization; robust principal component analysis

Damage Identification of Rocket Skin Based on Guyan Polycondensation and Uniform Load Surface Curvature

ZHAO Jiangang[1], *ZHANG Yuxiang*[1], *CHEN Jiazhao*[1], *ZHANG Xin*[2]

(1. School of Missile Engineering, Rocket Force University of Engineering Xi'an, 710025, China)

(2. School of Civil Engineering, Harbin Institute of Technology Harbin, 150090, China)

Abstract In order to solve the problems of damage identification of rocket skin by modal test in engineering, that is difficult to obtain the higher order modes, and the degree of freedom of the actual structure measurement points do not match the degree of freedom of the model. A damage identification method based on Guyan polycondensation and uniformly distributed load surface curvature is proposed. The translational and rotational degrees of freedom are condensed to the normal upward by two Guyan polycondensation of the cylindrical shell skin model. Then the modal shape of the normal direction is taken as the input parameter, and the damage identification index is constructed based on the curvature of uniform load surface. The damage identification effect of this index on the rocket shell skin has been analyzed numerically. The results show that the polycondensation model can fully meet the engineering requirements, and the method can be used to identify not only the single damage location but also the multi-damage location, which can also give the relative damage degree. This have great practice application value to the damage identification of rocket skin in engineering.

Keywords damage identification; modal test; Guyan polycondensation; curvature of uniform load surface; rocket shell skin

Vibration Fault Prediction Method of Hydraulic Turbine System Based on Deep Learning LSTM-DBN

LUO Yi, *WU Boxiang*

(1. School of Control and Computer Engineering, North China Electric Power University Beijing, 102206, China)

Abstract Deep learning algorithms have attracted attention due to their powerful time series forecasting capabilities and the advantages of being able to process massive samples of massive data in real time. Aiming at the problems of low accuracy, missing diagnosis, and difficult prediction in the vibration fault diagnosis of hydraulic turbine systems, a hydraulic turbine system fault prediction method based on deep learning long short time memory (LSTM) networks combined with deep belief networks (DBN) is proposed. This method combines wavelet packet energy bands with time-frequency domain index information to extract high-dimensional fault statistical features, and uses the adaptive feature extraction capabilities of the DBN deep network to perform high-dimensional feature representations on the original fault data, to more accurately determine the types of faults, and to predict the possible vibration faults of the system in the future with the powerful predictive ability of LSTM on time series signals. The effectiveness of the algorithm is verified by engineering experiments.

Keywords hydraulic turbine; deep learning; fault prediction; long short time memory networks; deep belief networks; wavelet packet transform

(End of the Volume 42)

向 审 稿 人 致 谢

（排名不分先后）

2022年，以下审稿专家在百忙之中为本刊审稿，在此表示衷心感谢！

安 琦 鲍跃全 宾光富 卜建清 蔡小培 曹广忠 曹慧哲 曹茂森 曾 捷 常 佶 陈 萌
陈 鑫 陈国平 陈怀海 陈仁祥 陈少林 陈小安 陈增强 陈志为 程海鹰 池茂儒 褚志刚
邓 武 丁 虎 丁庆军 杜 宇 杜晓庆 凤飞龙 付丽 付兴建 高魁东 高文志 高相胜
高志远 古 泉 谷立臣 郭 兵 郭年程 郭勤涛 郭师峰 郭志平 韩 东 韩邦成 何 青
贺文宇 贺旭东 胡爱军 胡向东 胡志坚 黄 鹏 黄家海 黄天立 黄文君 黄耀志 吉柏锋
江浩斌 姜 涛 姜洪开 姜金辉 蒋 奇 焦卫东 金家楣 靳广虎 巨永锋 阚君武 康守强
柯世堂 寇子明 雷 兢 冷军发 李 兵 李 波 李 可 李 威 李 岩 李 阳 李富才
李宏坤 李火坤 李建华 李金海 李秋锋 李寿英 李艳军 李以农 李允公 李再帏 李兆军
李正农 李志农 李忠群 李子丰 练松良 刘 纲 刘才学 刘成清 刘广军 刘宏伟 刘树林
刘卫东 刘晓宙 刘英想 刘增华 刘志文 龙 兵 娄军强 卢碧红 陆宝春 罗 忠 罗晨旭
罗贵火 罗忠兵 骆 英 吕延军 孟 宗 苗永浩 倪文波 欧冬秀 潘宏侠 潘旭东 彭瀚旻
彭卫兵 齐朝晖 祁志祥 乔百杰 秦 磊 秦 毅 秦国军 秦远田 邱志成 渠 涛 荣伟彬
上官伟 上官文斌 邵敏强 沈文爱 沈振中 圣小珍 施 洲 石可重 宋 凯 苏国胜 苏进展
苏明周 苏庆田 孙 伟 孙玉华 孙志峻 王 峰 王 浩 王 华 王 见 王 亮 王 彤
王 文 王 珍 王 忠 王保华 王国强 王海军 王红军 王华庆 王继新 王宁波 王晓笋
王衍学 王义文 王永亮 王佐才 危银涛 温广瑞 文 浩 文东辉 翁 顺 吴 彬 吴大伟
吴洪涛 吴华春 吴子燕 伍 星 武新军 向 玲 向家伟 向志海 肖 乾 肖新标 谢官模
谢石林 谢壮宁 熊晓燕 徐庆元 徐志伟 徐中明 许金余 许同乐 轩建平 闫 柯 阳建宏
杨 淋 杨 旭 杨辰龙 杨国标 杨玉虎 姚 远 姚国凤 姚文席 尹爱军 印 寅 于秀敏
余 岭 余成波 余海东 余先涛 袁慎芳 战家旺 张 斌 张 波 张 超 张 方 张 军
张 坤 张 泉 张 涛 张春宜 张红光 张建海 张建辉 张建霖 张建桃 张建伟 张健滔
张俊红 张清东 张孝良 张学延 张延超 张云清 张周锁 张子明 赵 盖 赵国瑞 赵宏林
赵吉文 赵均海 赵荣珍 赵新铭 赵学智 赵玉成 郑 辉 郑俊杰 郑世强 郅伦海 钟诚文
周道成 周广东 周劲松 周文松 周长东 周长江 朱大鹏 朱劲松 朱茂桃

YMC®

系统化的设计
使振动源方便可控

扬州英迈克测控技术有限公司

YMC PIEZOTRONICS INC

YMC振动/模态激励系统



- ◆振动标准台：传感器校准
- ◆小型振动试验台：小型例行试验
- ◆模态激振器：模态试验与激励
- ◆脉冲力锤：冲击激励

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

dasp

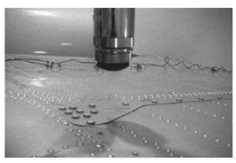
北京东方振动和噪声技术研究所 www.coinv.com



上千用户正在使用的

模态试验之解决方案

专业 —— 先进 —— 易用



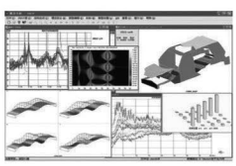
灵活：支持各种试验方法，应对各种复杂现场

- 试验类型：**EMA**，**OMA**，**ODS**
- 激励响应：**MIMO**，**SIMO**，**MISO**，**VTB**，应变模态
- 更多内容：**GVT**，**TPA/OTPA**，动力修改，刚体参数测量等



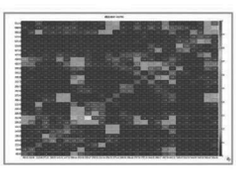
精确：高精度的原始测量数据是关键

- 高精度 **ADC**：**24bit/120dB**，双核 **24bit/160dB**
- 集中式测量：**128κHz X 1000 Channels**
- 分布式测量：**GPS/北斗/LXI** 同步,**WIFI/3G/**以太网



先进：内含各种现代拟合算法和创新算法

- 时域法：**PolyIIR**，**SSI**，**ERA**，**Prony**
- 频域法：**PolyLSCF**，**EFDD**，纯模态算法，**PPM**，**PZM**
- 更多领先：连续激励精确 **FRF**，无附加质量声测模态
- 一锤定音：一次激励得到相干函数，试验效率极大提高



可靠：复杂结构的模态结果必须经过多方校验

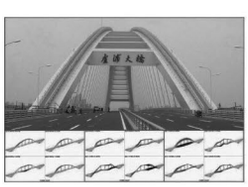
- 相关校验：**MAC/pwMAC**，**MP**，**MOV**，**MPC**，**MII**
- 对比校验：多种拟合算法校核、实测与综合 **FRF** 对比
- 仿真校验：导入有限元 **FEM** 结果进行 **CrossMAC**



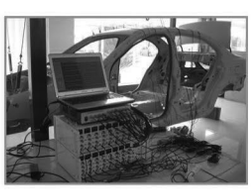
智能：自动化模态分析

- 基于 **MII** 和参数优化理论的自动化分析
- 一键得出专家级模态分析结果
- 在线模态监测、时变模态分析都已成为现实

- **1988** 成功完成 小型火箭激励 钱塘江大桥
- **1991** 国际先进 VTB 变时基技术 申请专利
- **1996** 成功完成 乌海黄河桥 锤击法试验成功
- **2002** OMA 6 种先进算法 全面推广应用
- **2010** PolyIIR 超清晰稳定图算法 国际发表
- **2012** 成功完成 航天器点火 变温模态成功
- **2015** 2300 吨 火箭发射平台 EMA 模态成功



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



分布式/云智慧测量设备



集中式高性能测量设备

详细信息请联系东方所 **www.coinv.com** **dasp@coinv.com** **010-62989889** **24** 小时技术支持 **13910014842**

《振动、测试与诊断》2022年总目次

专家论坛

大型冷却塔结构风致稳定和风振效应研究进展 ……赵　林，陈　旭，柯世堂，张军锋，葛耀君（1-1）
直升机-浮囊组合体静水着水冲击过程分析……孙建红，侯　斌，苏炳君，李名琦，孙　智（2-207）
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（3-417）
光纤光栅在超声结构健康监测中的应用与展望……吴　奇，兰伍霖，张含琦，芦吉云（4-627）
基于深度学习的工业装备PHM研究综述 ……李彦夫，韩　特（5-835）
压电驱动技术研究进展与展望 ……刘英想，邓　杰，常庆兵，张仕静，陈维山（6-1045）

论　　文

直线超声电机驱动的并联微夹持器的振动控制 ……耿冉冉，姚志远，徐　豪，张阳阳（1-11）
双层粘接界面特性的空气耦合超声导波检测……王兴国，刘红伟，李晓高，黄志诚，范跃农，刘　阳（1-16）
基于加速退化试验的机械密封磨损寿命预测 ……苏志善，李　晗，郝木明，孙鑫晖（1-23）
管片拼装机提升系统动力学分析与试验 ……李　杰，马　超，王汝海，刘　闯，郭京波（1-28）
爆破荷载作用大直径埋地管道振动响应解析 ……夏宇磬，蒋　楠，周传波，李海波，蒙贤忠（1-35）
Kapton薄膜低温单向拉伸性能 ……刘　岩，李　超，林国昌，刘俨震（1-43）
地铁联络通道下穿爆破邻近高架桥动力响应 ……罗帅兵，蒋　楠，周传波，李海波，孙金山（1-49）
齿轮粗糙界面时变啮合刚度算法与特性分析 ……吴嘉州，肖会芳，杨德斌（1-56）
移动双柔性梁系统的振动主动控制 ……邱志成，陈思文（1-62）
基于Kriging预测模型的五轴机床动态特性场分析 ……吴　石，刘涛瑞，刘献礼，李成志，王春风（1-68）
考虑轴承热弹变形的增压器转子临界转速分析 ……钟新利，宾光富，陈安华，杨　峰（1-76）
基于应变感知的桥梁梁端转角高精度测试 ……王宁波，傅朝丰，赵雨森，李　新（1-82）
面向钻削过程监测的振动信号处理及状态分类 ……代　煜，王景港，曹广威，张建勋，贾　宾（1-89）
1/4车辆电磁混合主动悬架容错控制 ……寇发荣，武江浩，景强强，许家楠，李孟欣（1-96）
雷诺数对安装涡流发生器翼型气动性能的影响……高　超，刘庆宽，贾娅娅，陈安杰（1-103）
工业数据驱动的轧机振动预测和工艺优化……崔金星，邓　烁，彭　艳，邢建康（1-110）
不同结构参数的钢丝绳隔振器抗冲击性能研究……田浩男，单光坤，闫　明，孔祥希（1-117）
磁悬浮轴承系统联轴器不对中动态特性研究 ……姚润晖，周　瑾，关旭东，吴海同，徐园平（1-124）
尖劈对大气边界层试验风场的影响……李　波，李　晨，郭焕良，吴　迪（1-129）
装载机直线行驶振动理论模型及验证分析……段传栋，朱碧华，杨锦霞，邹乃威（1-134）
信息熵融合的PSO-SVC涡旋压缩机故障诊断 ……刘　涛，梁成玉（1-141）
基于振动图像特征的机械状态异常检测算法 ……卢国梁，陈光远，曾世琛，李　苏，闫　鹏（1-148）
基于单振动台考虑行波效应的试验方法研究 ……王国波，施龙飞，郝朋飞，禹海涛，孙富学（1-154）
水润滑轴承加载装置电磁力动态变化机理研究 ……王　楠，袁　哲，江　帆，王　鹏，岳晓奎（1-161）
利用单传感器数据基于GAF-CNN的结构损伤识别
……骆勇鹏，王林堃，郭　旭，郑金铃，廖飞宇，刘景良（1-169）

大功率涡桨发动机隔振系统设计与试验 ……董万元，王建强，陈永辉，陈春兰，王会利（1-177）
基于MMDFE-DA的滚动轴承故障诊断方法 ……雷子豪，温广瑞，周　桥，董书志，黄　鑫，周浩轩（1-182）
基于改进DBNs的三维叶尖间隙叶片裂纹诊断方法
……黄　鑫，张小栋，张英杰，熊逸伟，刘洪成，祝　珂（2-213）
绝对重力仪振动特性研究 ……胡　若，吴书清，牟宗磊，冯金扬，牛学犇（2-220）
悬架系统振动特性的非平稳虚拟激励法研究
……张步云，戴　涛，TAN Chin-An，李　江，张　勇，李韶华（2-227）
陀螺飞轮转子的改进全矢动平衡方法及试验……陈　硕，霍　鑫，赵　辉，姚　郁（2-235）
改进1DCNN与相似性度量增强的齿轮箱故障识别 ……熊　炘，郑少帅，何　俊，杨世锡（2-242）
干扰下方形超高层建筑风压的非高斯特性研究
……何书勇，刘庆宽，张同亿，郑云飞，王　熙，付赛飞（2-249）
公路桥梁车桥耦合振动的模型试验研究 ……陈代海，李银鑫，李　整，马来景，许世展（2-256）
基于曲率优化的杆件弯扭变形精度提升方法……李翔宇，曾　捷，邵敏强，常　斌（2-263）
基于准静态挠度曲面的桥梁无模型损伤定位 ……方圣恩，黄继源（2-270）
基于深度信念网络的滚动轴承特征迁移诊断 ……张建宇，任成功（2-277）
基于双树复小波变换与样本熵的自适应降噪法 ……刘嘉辉，秦仙蓉，王玉龙，孙远韬，张　氢（2-285）
基于自适应EEMD的风电机组联轴器松动故障诊断 ……李国英，王诗彬，陈雪峰（2-292）
面向数据不平衡的卷积神经网络故障辨识方法……吴耀春，赵荣珍，靳伍银，邢自扬（2-299）
多参数耦合优化煤岩界面主动红外感知识别 ……王海舰，刘丽丽，卢士林，黄梦蝶，张　强（2-308）
一种振动信号降噪的堆叠降噪自编码器方法……赵志宏，李乐豪，杨绍普，赵敬娇（2-315）
变截面涡旋齿三维形貌分析与功率谱密度表征 ……刘　涛，李银萍，孙永吉（2-322）
多级齿轮传动裂纹故障频率分析与特征提取
……申　勇，章翔峰，周建星，姜　宏，王成龙，乔　帅，马铜伟（2-328）
基于Petri网的测试-故障诊断一体化模型研究 ……翟禹尧，史贤俊，韩　露，秦玉峰（2-335）
新型机电惯容器抗振性能仿真与实验研究 ……杨晓峰，颜　龙，沈钰杰，刘雁玲，刘昌宁（2-343）
基于失调理论的曲轴扭转减振器参数优化研究
……谭小东，杨少波，杨金才，余　波，李凤琴，郝　涛，艾晓玉，冉绍伯，李　捷（2-350）
基于SCGAN网络的齿轮故障诊断方法 ……庞新宇，魏子涵，仝　钰（2-358）
电机牵引振动对地铁转向架构架疲劳的影响
……王秋实，周劲松，肖忠民，宫　岛，王腾飞，李炳劭，韩兴晋，张展飞（2-365）
典型密檐式砖塔振动台试验研究及数值分析 ……李燕伟，杨　涛，刘　洋，李彬彬，王社良（2-372）
预载荷在线控制电主轴振动特性的试验研究 …李松生，何国庆，杨焕钊，郑志强，刘扬扬，杨同旭（2-381）
不同俯仰角对直升机水上迫降特性的影响 ……侯　斌，孙　智，朱俐宇，王　哲，李　佩，孙建红（2-388）
基于动力测试的简支梁模型修正与参数分析 ……刘才玮，赵元元，黄绪宏，苗吉军，杨大彬（2-394）
结合准静态挠度区间包络面的区间可靠度评估 ……方圣恩，黄继源（3-427）
CDBN-IKELM的轴承变工况故障诊断方法 ……向　玲，苏　浩，胡爱军，杨　鑫，徐　进，王　伟（3-432）
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，唐思宇（3-439）
直齿轮副齿面接触安全条件及安全盆……李正发，苟向锋，朱凌云，石建飞（3-446）
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（3-454）

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（3-462）
有色噪声激励下基于应变响应的频域拟合算法……陆翔宇，徐　俊，陈怀海，郑荣慧（3-468）
基于MEWT-ASCS的行星齿轮箱微弱故障特征提取 ……胡少梁，李宏坤，王朝阁，胡瑞杰（3-474）
景区大跨人行悬索桥涡振特性风洞试验研究……李玉学，马草原，李海云，田玉基（3-483）
风电叶片单轴疲劳试验弯矩匹配智能优化 ……郭艳珍，隋文涛，窦亚萍（3-490）
高速铁路扣件动刚度频变和温变特性研究 ……陈宗平，成　功，刘清源，圣小珍，徐忠辉，高晓刚（3-495）
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（3-503）
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（3-511）
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（3-518）
振动试验中非一致基础激励行为的表征与量化
……胡　杰，鄂林仲阳，肖世富，许　茂，范宣华，王东升，石先杰（3-524）
磁力增强涡激振动压电俘能器仿真及实验……曹东兴，丁相栋，张　伟，姚明辉（3-530）
多杆隔冲装置动力学特性分析……刘慧珍，孟宪松，梁　松，闫　明（3-537）
基于改进同步提取GST的结构瞬时频率识别……王航航，张　健，袁平平，任伟新（3-543）
基于稀疏表示以及图谱理论的故障诊断方法……刘新厂，林建辉，陈春俊，孙　琦（3-549）
基于KDE的构架应力谱外推与疲劳寿命评估
……王秋实，周劲松，肖忠民，宫　岛，张展飞，王腾飞，孙　煜（3-556）
磨料射流冲击割缝岩石性能影响因素分析……江红祥，赵慧贺，刘送永，李洪盛（3-564）
基于卷积GRU注意力的设备剩余寿命预测 ……赵志宏，李　晴，李春秀（3-572）
考虑刀-屑变摩擦因数的铣削力预测
……李晓晨，岳彩旭，刘献礼，谢　娜，陈志涛，李恒帅，郝小乐，梁越昇（3-580）
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（3-588）
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（3-593）
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（3-600）
结合EMD和LSF的振动信号降噪方法的研究 ……赵　博，李　鹤（3-606）
剩余寿命预测新方法及其在滚动轴承中的应用 ……徐仁义，王　航，彭敏俊，邓　强，王晓昆（4-636）
惯容-橡胶复合隔振器动力学建模及参数识别 ……温华兵，张　坤，刘　伟，昝　浩（4-644）
磁悬浮轴承转子热弯曲振动影响因素分析 ……金超武，苏　浩，董　岳，徐园平，周　瑾（4-649）
矿井提升机主轴承的振动磨损可靠性分析……卢　昊，朱真才，曹　爽，王志华（4-657）
风电机组传动链动态载荷识别算法及验证 ……巫发明，李　晔，杨从新，杨　柳，王　靛（4-664）
行星齿轮箱的定子电流信号诊断方法试验研究……时献江，李苏健，郭　华，司俊山（4-671）
风机叶片掠过频率噪声的等效激励源辨识方法 ……王晨光，冯海军，章　艺，周　璞，蒋伟康（4-677）
雾凇覆冰和雨凇覆冰导线气动力特性试验研究 ……楼文娟，王礼祺，陈卓夫（4-684）
有限元修正吊杆端部效应的振动频率法 ……赵新铭，石鑫炜，姜　波，王　永，王加勇，潘建伍（4-690）
塌落振动作用下建筑结构动力响应研究及评估
……刘开放，刘彦辉，徐　丽，贾永胜，姚颖康，周福霖（4-695）
基于小波-VMD联合降噪的传动系扭振信号分析 ……陈　龙，史文库，陈志勇，张贵辉（4-703）
基于P-D-ε特性的重力坝主余震损伤累积分析……郭　涛，桂　博，徐李辉，张立翔（4-710）
隧道开挖台车中心抗冲击参数优化与性能验证 ……丁颖楠，许维炳，沈铂坦，陈彦江，李世安（4-718）

工装约束下火箭舱段壳体的结构振动特性研究 ……韩 飞，任全彬，苏明慧（4-726）
基于TTUR的C-DCGAN机械故障诊断模型稳定训练方法 ……罗 佳，黄晋英，马健程（4-733）
连续梁桥钢阻尼滑板支座设计参数优化方法……夏樟华，林友勤，孔令俊，刘 洋（4-741）
导弹模态试验中双模态现象的分析与仿真验证 ……商 霖，张海瑞，宋志国（4-749）
基于VIC-3D技术的自复位梁柱节点抗震性能试验 ……裴 强，吴 聪，胡顺彩（4-756）
一种带孔介电层结构柔性多维力传感器研究 ……朱银龙，吴 杰，王 旭，陈 昕，王化明（4-764）
采用蝙蝠算法进化相关向量机的假肢步态识别……刘 磊，杨 鹏，刘作军，宋寅卯（4-771）
往复压缩机管系刚度控制减振技术及其应用……袁 伟，孙 亮，赵 杰，杨智荣（4-777）
两端固支式双晶片压电梁建模及发电特性分析 ……彭乐乐，钟倩文，郑树彬，黄如艳，柴晓冬（4-784）
某循环海水泵振动故障诊断与趋势分析……舒相挺，杨 璋，徐逸哲，蒋彦龙（4-791）
装配式支吊架抗震性能试验研究……孙 彬，张雪芳，张晋峰，王景涛（4-797）
核电站堆芯吊篮振动频率下降研究 ……刘佳鑫，余德平，杨泰波（4-805）
导波受载荷影响补偿的深度学习神经网络方法 ……杨 宇，王彬文，曹雪洋，郑 辉，邱 雷（4-812）
耦合Helmholtz共振消声器的设计及参数分析 ……韩 雷，季宏丽，裘进浩（5-848）
地震速度脉冲下巨-子结构体系动力性能研究 ……李祥秀，王 瑶，谭 平，张 颖，刘爱文（5-856）
电动静液压主动悬架自适应Smith反馈时滞控制 ……寇发荣，张海亮，许家楠，田海波，彭先龙（5-864）
金属-非金属结构累积损伤概率诊断方法 ……张赛男，胡伟伟，鲍 峤，王 强（5-871）
基于神经网络和子空间的非线性系统载荷识别 ……庞志雅，马志赛，丁 千（5-877）
波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的动力特性分析 ……冀 伟，胡世浩，齐振峰，罗 奎，张经伟（5-886）
U71Mn钢轨振动疲劳寿命研究 ……钟 雯，胡家杰，刘启跃（5-893）
基于混沌粒子群优化的转子失衡参数辨识研究
……运侠伦，庞哲凯，章 云，姜歌东，刘 斌，梅雪松（5-898）
基于轴桥柔性的100%低地板车动力学分析 ……戚 壮，张成成，王美琪，刘鹏飞（5-905）
矩形舵面应变模态测试中的传感器优化布置……吴向余，贺旭东，屈冲霄，陈怀海（5-913）
依据主成分和协整性的大坝变形奇异诊断 ……杨 光，李姝昱，孙 锦（5-918）
基于RS和AHNs的轮毂电机故障模糊诊断法 ……薛红涛，童 鹏，江 洪（5-925）
翼面热静气动弹性的流固热交错迭代耦合分析 ……常 斌，黄 杰，姚卫星（5-931）
螺杆挤压-旋转式磁流变阻尼器力学特性研究 ……曾泽璀，张 磊，闫 明，董小闵（5-937）
人行桥人致振动舒适度高效评估……朱前坤，孟万晨，张 琼，马齐飞（5-945）
变参数分空腔单层微穿孔板低频降噪性能研究……杨 菲，沈新民，王 强，张蕉蕉（5-952）
相干声场的快速预测方法研究……吕 岩，刘志红，吴 群，仪垂杰（5-958）
高层建筑顶部围挡结构风荷载试验研究……马文勇，黄铮汉，郑德乾，张正维（5-967）
航空发动机测量耙裂纹故障诊断 ……董 江，文 敏，张强波，郭海东，张 帅（5-973）
基于EWT-FastICA的斜拉桥监测挠度温度效应分离 ……谭冬梅，姚 欢，吴 浩，甘沁霖（5-980）
基于EMD-SVM的钛合金铣削过程刀具磨损监测
……谢振龙，岳彩旭，刘献礼，严复钢，刘智博，穆殿方，梁越昇（5-988）
基于声发射定位算法的故障检测技术研究 ……童国炜，徐华伟，黄林轶，陈超英，刘斌辉，蔡 佳（5-997）
超声电机启动瞬态的电参量测试 ……韩 威，季宏丽，聂 瑞，陈虎城，裘进浩（5-1002）
基于CNN-BiLSTM的滚动轴承变工况故障诊断方法

……董绍江，李　洋，梁　天，赵兴新，胡小林，裴雪武，朱　朋（5-1009）
高速行驶时车内噪声抖动感的测试与诊断 ……金　岩（5-1017）
渐开线花键副齿侧过盈配合分析与试验验证 ……胡平果，刘　凯，陈晓峰，马朝锋，韩川波（5-1022）
基于深度学习的航空发动机齿轮故障诊断
……万安平，杨　洁，王景霖，陈　挺，缪　徐，黄佳溧，杜　翔（6-1062）
数据驱动的凸轮式绝对重力仪微小故障诊断 ……牟宗磊，王　晨，张　媛，郝妮妮，胡　若（6-1068）
快速Hoyer谱图及VNCMD的变转频滚动轴承故障诊断
……石文杰，温广瑞，黄　鑫，周　桥，包渝锋（6-1076）
适用于RAC框架结构的地震动强度指标研究 ……侯红梅，刘文锋，陈冠君（6-1084）
基于GARCH-M模型的非线性损伤识别和实验研究 ……黄　淇，郭惠勇（6-1092）
含团聚物潮湿细粒煤与弛张筛板耦合振动分析 ……唐　建，熊晓燕，武　兵，曹　荣（6-1099）
基于注意力循环胶囊网络的滚动轴承故障诊断
……瞿红春，朱伟华，高鹏宇，王　超，周大鹏，丁　凯（6-1108）
可控惯容器非线性建模分析与参数辨识测试 ……刘昌宁，陈　龙，张孝良，杨　艺（6-1115）
多自由度固面天线反射面展开动力学分析 ……杨全欧，秦远田，陈金宝，李　波（6-1122）
修正自适应滤波算法的道路噪声主动控制系统
……张立军，皮雄飞，孟德建，曹　诚，赵　野，束　元，张梦浩（6-1128）
基于IES的切削颤振孕育期信号降噪方法 ……郑华林，高炜祥，胡　腾，王　虎，阳　红（6-1134）
应用时频图像纹理特征的行星齿轮故障诊断…崔宝珍，王　斌，任　川，彭智慧，王浩楠，王泽兵（6-1141）
支座类型对重载铁路简支梁动力响应影响研究 ……陈树礼，许宏伟，刘永前（6-1147）
斜端面Hopkinson杆校准多维高g值加速度计方法研究 ……高　猛，郭伟国，李小龙（6-1155）
恒刚度桩-土界面循环弱化机制 ……刘俊伟，朱　娜，凌贤长，万志朋，黄孝义，赵国晓（6-1163）
超声电机驱动的CMG框架系统滑模控制 ……梁柱林，徐张凡，鲁　明，潘　松（6-1170）
基于接触器触头弹跳振动特性分析 ……黄克鹏，王发展，赵明基，郭宝良，区达铨（6-1177）
核反应堆立式主泵泵轴涡动特性研究 ……李　振，王洪凯，袁少波（6-1184）
艏摇运动下船用转子系统的非线性动力学特性 ……史阳旭，李　明，杜晓蕾（6-1189）
浮空器柔性复合蒙皮变形光纤光栅传感方法 ……刘炳锋，孙广开，何彦霖，董明利（6-1198）
基于AIF和TT的滚动轴承复合故障诊断 ……刘宝华，张穆勇，臧延旭，唐贵基（6-1206）
中空型超声电机定子的有效机电耦合系数分析 ……汪红星，刘　军，朱　华，潘政阳（6-1212）
基于低秩与稀疏分解的层合板损伤定位 ……颜津玮，曹善成，徐　超（6-1220）
基于Guyan缩聚与均布载荷面曲率的柱壳损伤识别 ……赵建刚，张玉祥，陈家照，张　鑫（6-1226）
基于深度学习LSTM-DBN的水轮机振动故障预测方法 ……罗　毅，武博翔（6-1233）

广告·信息

欢迎订阅《振动、测试与诊断》(1-95,2-401,3-563,4-790,5-1008,6-1238) 《南京航空航天大学学报》(中、英文版)简介(1-204) 扬州英迈克测控技术有限公司(1-205,2-415,3-625,4-833,5-1043,6-1253) 东方振动和噪声技术研究所(1-206,2-416,3-626,4-834,5-1044,6-1254) 《振动、测试与诊断》3篇论文荣获首届江苏省科技期刊百篇优秀论文奖(4-763) 《振动、测试与诊断》征稿简则(5-1042) 向审稿人致谢(6-1252)

JOURNALOFVIBRATION, MEASUREMENT & DIAGNOSIS
LISTOFCONTENTS, 2022

TECHNICAL COMMENT

Review on Wind-Induced Stability and Vibration Effect of Large Cooling Towers
……*ZHAO Lin*, *CHEN Xu*, *KE Shitang*, *ZHANG Junfeng*, *GE Yaojun* (1-1)

Analysis of Calm Water Impact of Helicopter-Float Combination
……*SUN Jianhong*, *HOU Bin*, *SU Bingjun*, *LI Mingqi*, *SUN Zhi* (2-207)

Plane Stress Measurement Using Three Angles Magnetic Barkhausen Noise Method
……*ZHENG Yang*, *ZHOU Jinjie*, *TAN Jidong*, *ZHANG Xi* (3-417)

Application and Prospect of Fiber Bragg Grating in Ultrasonic Structure Health Monitoring
……*WU Qi*, *LAN Wulin*, *ZHANG Hanqi*, *LU Jiyun* (4-627)

Deep Learning Based Industrial Equipment Prognostics and Health Management: a Review
……*LI Yanfu*, *HAN Te* (5-835)

Progress and Prospects in Piezoelectric Actuation Technologies
……*LIU Yingxiang*, *DENG Jie*, *CHANG Qingbing*, *ZHANG Shijing*, *CHEN Weishan* (6-1045)

PAPERS

Vibration Control of a Parallel Microgripper Driven by Linear Ultrasonic Motors
……*GENG Ranran*, *YAO Zhiyuan*, *XU Hao*, *ZHANG Yangyang* (1-11)

Measurement Bonding Interface Characteristic of Two Layer Using Air Coupling Ultrasound Guided Wave
…*WANG Xingguo*, *LIU Hongwei*, *LI Xiaogao*, *HUANG Zhicheng*, *FAN Yuenong*, *LIU Yang* (1-16)

Mechanical Seal Wear Lifetime Prediction Based on Accelerated Degradation Test
……*SU Zhishan*, *LI Han*, *HAO Muming*, *SUN Xinhui* (1-23)

Dynamic Analysis and Experiment on Hoisting System of Segment Assembling Machine
……*LI Jie*, *MA Chao*, *WANG Ruhai*, *LIU Chuang*, *GUO Jingbo* (1-28)

Theoretical Analysis of Vibration Response of Large Diameter Buried Pipeline Under Blasting Load
……*XIA Yuqing*, *JIANG Nan*, *ZHOU Chuanbo*, *LI Haibo*, *MENG Xianzhong* (1-35)

Uniaxial Tensile Properties of Kapton Foils at Low-Temperature Condition
……*LIU Yan*, *LI Chao*, *LIN Guochang*, *LIU Yanzhen* (1-43)

Dynamic Response Characteristics of Adjacent Viaduct Under Blasting of Subway Connecting Passage
……*LUO Shuaibing*, *JIANG Nan*, *ZHOU Chuanbo*, *LI Haibo*, *SUN Jinshan* (1-49)

Time-Varying Meshing Stiffness of Gear Tooth Considering Surface Roughness
……*WU Jiazhou*, *XIAO Huifang*, *YANG Debin* (1-56)

Active Vibration Control of a Translational Double Flexible Beam System
……*QIU Zhicheng*, *CHEN Siwen* (1-62)

Analysis of Dynamic Characteristic Field of Five-Axis Machine Tool Based on Kriging Method
……*WU Shi*, *LIU Taorui*, *LIU Xianli*, *LI Chengzhi*, *WANG Chunfeng* (1-68)

Analysis and Research on Critical Speed of Turbocharger Rotor Considering Thermoelastic Deformation of Floating Ring ……*ZHONG Xinli*, *BIN Guangfu*, *CHEN Anhua*, *YANG Feng* (1-76)
Research on High Precision Measurement of Beam End Rotating Angle Based on Strain Perception ……*WANG Ningbo*, *FU Chaofeng*, *ZHAO Yusen*, *LI Xin* (1-82)
Vibration Signal Processing and State Classification for Drilling Process Monitoring ……*DAI Yu*, *WANG Jinggang*, *CAO Guangwei*, *ZHANG Jianxun*, *JIA Bin* (1-89)
Fault Tolerant Control of Electro-magnetic Hybrid Active Suspension for Quarter Vehicle ……*KOU Farong*, *WU Jianghao*, *JING Qiangqiang*, *XU Jia'nan*, *LI Mengxin* (1-96)
Influence of Reynolds Number on Aerodynamic Performance of Airfoil with Vortex Generator ……*GAO Chao*, *LIU Qingkuan*, *JIA Yaya*, *CHEN Anjie* (1-103)
Rolling Mill Vibration Prediction and Process Optimization Driven by Industrial Data ……*CUI Jinxing*, *DENG Shuo*, *PENG Yan*, *XING Jiankang* (1-110)
Study on the Shock Resistance Characteristics of Wire Rope Isolator with Different Structure Parameters ……*TIAN Haonan*, *SHAN Guangkun*, *YAN Ming*, *KONG Xiangxi* (1-117)
Dynamic Characteristics of Magnetic Bearing System with Coupling Misalignment ……*YAO Runhui*, *ZHOU Jin*, *GUAN Xudong*, *WU Haitong*, *XU Yuanping* (1-124)
Effect of Spiers in Atmospheric Boundary Layer Simulation ……*LI Bo*, *LI Chen*, *GUO Huanliang*, *WU Di* (1-129)
Theoretical Model and Verification of Wheel Loader Vibration in Straight Driving ……*DUAN Chuandong*, *ZHU Bihua*, *YANG Jinxia*, *ZOU Naiwei* (1-134)
PSO-SVC Fault Diagnosis of Scroll Compressor Based on Information Entropy Fusion ……*LIU Tao*, *LIANG Chengyu* (1-141)
Method of Anomaly Detection of Mechanical Operating State Based on Vibration Image Features ……*LU Guoliang*, *CHEN Guangyuan*, *ZENG Shichen*, *LI Su*, *YAN Peng* (1-148)
Experimental Method Considering Traveling Wave Effect Based on Single Shaking Table ……*WANG Guobo*, *SHI Longfei*, *HAO Pengfei*, *YU Haitao*, *SUN Fuxue* (1-154)
Dynamic Variation Mechanism of Electromagnetic Force for Loading Device of Water-Lubricated Bearing ……*WANG Nan*, *YUAN Zhe*, *JIANG Fan*, *WANG Peng*, *YUE Xiaokui* (1-161)
Structural Damage Identification Using Single Sensor Data Based on GAF-CNN …*LUO Yongpeng*, *WANG Linkun*, *GUO Xu*, *ZHENG Jinling*, *LIAO Feiyu*, *LIU Jingliang* (1-169)
Design and Experimental Study on Vibration Isolation System for High Power Turboprop Engine ……*DONG Wanyuan*, *WANG Jianqiang*, *CHEN Yonghui*, *CHEN Chunlan*, *WANG Huili* (1-177)
Rolling Bearing Fault Diagnosis Based on Multi-scale Mixed Domain Feature Extraction and Domain Adaptation …… *LEI Zihao*, *WEN Guangrui*, *ZHOU Qiao*, *DONG Shuzhi*, *HUANG Xin*, *ZHOU Haoxuan* (1-182)
Fault Diagnosis for Three-Dimension Blade Tip Clearance Based on Turbine Blade Crack by New Improved Deep Belief Networks …*HUANG Xin*, *ZHANG Xiaodong*, *ZHANG Yingjie*, *XIONG Yiwei*, *LIU Hongcheng*, *ZHU Ke* (2-213)

Vibration Characteristics of Absolute Gravimeter
……*HU Ruo*, *WU Shuqing*, *MOU Zonglei*, *FENG Jinyang*, *NIU Xueben* (2-220)
Non-stationary Pseudo Excitation Method for Analyzing Vibration Characteristics of Suspension System
……*ZHANG Buyun*, *DAI Tao*, *TAN Chin-An*, *LI Jiang*, *ZHANG Yong*, *LI Shaohua* (2-227)
Improved Full Vector Dynamic Balancing and Experiment of GyroWheel Rotor
……*CHEN Shuo*, *HUO Xin*, *ZHAO Hui*, *YAO Yu* (2-235)
Gearbox Fault Identification Based on Improved One-Dimensional Convolutional Neural Network and Similarity Measure Function Enhancement
……*XIONG Xin*, *ZHENG Shaoshuai*, *HE Jun*, *YANG Shixi* (2-242)
Non-Gaussian Feature of Wind Pressure on Square Super High-Rise Buildings Under Disturbance
……*HE Shuyong*, *LIU Qingkuan*, *ZHANG Tongyi*, *ZHENG Yunfei*, *WANG Xi*, *FU Saifei* (2-249)
Model Test Study on Vehicle-Bridge Coupling Vibration of Highway Bridge
……*CHEN Daihai*, *LI Yinxin*, *LI Zheng*, *MA Laijing*, *XU Shizhan* (2-256)
Method to Improve the Bending and Torsional Deformation Accuracy Based on Curvature Information Optimization……*LI Xiangyu*, *ZENG Jie*, *SHAO Minqiang*, *CHANG Bin* (2-263)
Model-Free Damage Localization Method Based on Quasi-static Deflection Surfaces of Bridges
……*FANG Sheng'en*, *HUANG Jiyuan* (2-270)
Feature Transferring Diagnosis of Rolling Bearing Based on Deep Belief Network
……*ZHANG Jianyu*, *REN Chenggong* (2-277)
Adaptive Denoising of Monitoring Signal Based on Dual-tree Complex Wavelet Transform and Sample Entropy ……*LIU Jiahui*, *QIN Xianrong*, *WANG Yulong*, *SUN Yuantao*, *ZHANG Qing* (2-285)
Looseness Fault Diagnosis on Coupling of Wind Turbines Based on Adaptive EEMD
……*LI Guoying*, *WANG Shibin*, *CHEN Xuefeng* (2-292)
Intelligent Fault Identification Method Based on Convolutional Neural Network for Imbalanced Data
……*WU Yaochun*, *ZHAO Rongzhen*, *JIN Wuyin*, *XING Ziyang* (2-299)
Coal-Rock Interface Recognition Based on Active Infrared and Coupling Optimization of Multiple Parameters ……*WANG Haijian*, *LIU Lili*, *LU Shilin*, *HUANG Mengdie*, *ZHANG Qiang* (2-308)
Denoising Method of Stacked Denoising Auto-encoder for Vibration Signal
……*ZHAO Zhihong*, *LI Lehao*, *YANG Shaopu*, *ZHAO Jingjiao* (2-315)
Three-Dimensional Topography Analysis and Power Spectral Density Characterization of Non-uniform Scroll Teeth ……*LIU Tao*, *LI Yinping*, *SUN Yongji* (2-322)
Multi-stage Gear Transmission Frequency Analysis and Feature Extraction Under Crack Action
……*SHEN Yong*, *ZHANG Xiangfeng*, *ZHOU Jianxing*, *JIANG Hong*, *WANG Chenglong*, *QIAO Shuai*, *MA Tongwei* (2-328)
Testability-Fault Diagnosis Integrated Model Based on Petri Net
……*ZHAI Yuyao*, *SHI Xianjun*, *HAN Lu*, *QIN Yufeng* (2-335)
Performance of New Type of Mechatronic Inerter
……*YANG Xiaofeng*, *YAN Long*, *SHEN Yujie*, *LIU Yanling*, *LIU Changning* (2-343)

Optimization Method of Torsional Vibration Damper Based on Negative Off-Tuning Theory
……*TAN Xiaodong*, *YANG Shaobo*, *YANG Jincai*, *YU Bo*, *LI Fengqin*, *HAO Tao*, *AI Xiaoyu*, *RAN Shaobo*, *LI Jie* (2-350)
Fault Diagnosis Method of Gear Based on SCGAN Network…*PANG Xinyu*, *WEI Zihan*, *TONG Yu* (2-358)
Effect of Motor Traction Vibration on Fatigue of Metro Bogie Frame
……*WANG Qiushi*, *ZHOU Jinsong*, *XIAO Zhongmin*, *GONG Dao*, *WANG Tengfei*, *LI Bingshao*, *HAN Xingjin*, *ZHANG Zhanfei* (2-365)
Shaking Table Test and Numerical Analysis of Typical Brick Pagoda with Dense Eaves
……*LI Yanwei*, *YANG Tao*, *LIU Yang*, *LI Binbin*, *WANG Sheliang* (2-372)
Experimental Study on Preload Online Control of Electric Spindle Vibration
…*LI Songsheng*, *HE Guoqing*, *YANG Huanzhao*, *ZHENG Zhiqiang*, *LIU Yangyang*, *YANG Tongxu* (2-381)
Effects of Initial Pitch Angles on Ditching Characteristics of Helicopter-Float Combination
……*HOU Bin*, *SUN Zhi*, *ZHU Liyu*, *WANG Zhe*, *LI Pei*, *SUN Jianhong* (2-388)
Finite Element Model Updating and Parameter Analysis of Simply Supported Beams Based on Dynamic Test ……*LIU Caiwei*, *ZHAO Yuanyuan*, *HUANG Xuhong*, *MIAO Jijun*, *YANG Dabin* (2-394)
Interval Reliability Evaluation Using Quasi-static Deflection Interval Enveloping Surface
……*FANG Sheng'en*, *HUANG Jiyuan* (3-427)
Bearing Fault Diagnosis Based on CDBN-IKELM Under Varying Conditions
……*XIANG Ling*, *SU Hao*, *HU Aijun*, *YANG Xin*, *XU Jin*, *WANG Wei* (3-432)
Structure and Finite Element Analysis of a Novel Traveling Wave Linear Ultrasonic Motor
……*YANG Lin*, *CHEN Liang*, *REN Weihao*, *ZHANG Jiaojiao*, *TANG Siyu* (3-439)
Erosion and Bifurcation of Safe Basin Under Tooth Contact Safety Condition for a Spur Gear Pair
……*LI Zhengfa*, *GOU Xiangfeng*, *ZHU Lingyun*, *SHI Jianfei* (3-446)
Identification Methods of Sandstone Fracture State Based on Multi-feature Information Fusion
……*YANG Lirong*, *JIANG Chuan*, *LIU Jishun*, *DAI Congcong*, *CHENG Tiedong* (3-454)
Analysis on the Microscale Heat Transfer and Optimized Design of Electrothermal Microgripper
……*LIN Lin*, *YANG Guoshun*, *WU Hao*, *SHEN Hao*, *CHEN Liguo* (3-462)
Frequency Domain Fitting Algorithm Based on Strain Response Under Colored Noise Excitation
……*LU Xiangyu*, *XU Jun*, *CHEN Huaihai*, *ZHENG Ronghui* (3-468)
Weak Fault Diagnosis Method of Planetary Gearbox Based on Modified Empirical Wavelet Transform and Adaptive Sparse Coding Shrink Algorithm
……*HU Shaoliang*, *LI Hongkun*, *WANG Chaoge*, *HU Ruijie* (3-474)
Experimental Study on Vortex-Induced Vibration of Large-Span Pedestrian Suspension Bridge
……*LI Yuxue*, *MA Caoyuan*, *LI Haiyun*, *TIAN Yuji* (3-483)
Moment Matching Optimization Method for Single Point Fatigue Test of Wind Power Blades
……*GUO Yanzhen*, *SUI Wentao*, *DOU Yaping* (3-490)
A Study on the Frequency and Temperature-Dependences of the Dynamic Stiffness of Fasteners Used on High-Speed Railways ……*CHEN Zongping*, *CHENG Gong*, *LIU Qingyuan*, *SHENG Xiaozhen*, *XU Zhonghui*, *GAO Xiaogang* (3-495)

Refined Fatigue Damage Assessment of Reinforced Concrete Bridge Based on Fractal Characteristics of Cracks……*HE Haoxiang, ZHENG Jiacheng, LIAO Lican, CHENG Shitao* (3-503)
Gear Fault Diagnosis Method Based on Kernel-MCCA Feature Fusion
……*SU Yu, WEN Guangrui, XU Bin, ZHANG Zhifen, SHI Wenjie* (3-511)
Mechanical Model of Yaw Damper and Vehicle Dynamics Simulation
……*CHI Changxin, LIANG Shulin, CHI Maoru, GAO Hongxing, ZHOU Yeming* (3-518)
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* (3-524)
Simulation and Experiment of Vortex-Induced Vibration Energy Harvester with Magnet Enhancement
……*CAO Dongxing, DING Xiangdong, ZHANG Wei, YAO Minghui* (3-530)
Analysis of the Dynamic Characteristics of the Multi-rod Impact Isolation Device
……*LIU Huizhen, MENG Xiansong, LIANG Song, YAN Ming* (3-537)
Structural Instantaneous Frequency Identification Based on Improved Synchroextracting Generalized S-transform ……*WANG Hanghang, ZHANG Jian, YUAN Pingping, REN Weixin* (3-543)
Fault Diagnosis Method Based on Sparse Representation and Graph Fourier Transform
……*LIU Xinchang, LIN Jianhui, CHEN Chunjun, SUN Qi* (3-549)
Dynamic Stress Spectrum Extrapolation and Fatigue Life Assessment of Bogie Frame Based on Kernel Density Estimation……*WANG Qiushi, ZHOU Jinsong, XIAO Zhongmin, GONG Dao, ZHANG Zhanfei, WANG Tengfei, SUN Yu* (3-556)
Influencing Factors Analysis of Rock Slotting Performance by Abrasive Waterjet Impact
……*JIANG Hongxiang, ZHAO Huihe, LIU Songyong, LI Hongsheng* (3-564)
Remaining Useful Life Prediction Based on ConvGRU-Attention Method
……*ZHAO Zhihong, LI Qing, LI Chunxiu* (3-572)
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* (3-580)
Attenuation Characteristics of Acoustic Emission Signals in Pipes with Variation of Pipe Thickness
……*WANG Yao, LIU Caixue, HE Pan, LI Pengzhou, CHEN Zuyang* (3-588)
Perimeter Monitoring and Early Warning Technology for Buried Pipeline Based on Vibration Fiber Optic
……*LIU Zelong, LI Suzhen, ZHANG Yi* (3-593)
Gauge and Wear Detection Method for Portable Track Inspection Trolley
……*ZHENG Shubin, PENG Lele, ZHONG Qianwen, LI Liming* (3-600)
Noise Reduction Method of Vibration Signal Combining EMD and LSF ……*ZHAO Bo, LI He* (3-606)
Remaining Useful Life Prediction and Its Application in Rolling Bearing
……*XU Renyi, WANG Hang, PENG Minjun, DENG Qiang, WANG Xiaokun* (4-636)
Dynamic Mechanical Modeling and Parameter Identification of Inerter-Rubber Vibration Isolator
……*WEN Huabing, ZHANG Kun, LIU Wei, ZAN Hao* (4-644)
Influence Factors Analysis of Thermal Bow Vibration in Active Magnetic Bearing Supported Rotor
……*JIN Chaowu, SU Hao, DONG Yue, XU Yuanping, ZHOU Jin* (4-649)

Reliability Analysis on Vibration Wear for Main Bearing of a Mine Hoist
……*LU Hao*, *ZHU Zhencai*, *CAO Shuang*, *WANG Zhihua* (4-657)
Dynamic Load Identification Algorithm and Verification of Wind Turbine Drive Train
……*WU Faming*, *LI Ye*, *YANG Congxin*, *YANG Liu*, *WANG Dian* (4-664)
Stator Current Signatures Diagnosis Method of Planetary Gearbox
……*SHI Xianjiang*, *LI Sujian*, *GUO Hua*, *SI Junshan* (4-671)
Identification Method of Equivalent Excitation Source for Fan Blade Passing Frequency Noise
……*WANG Chenguang*, *FENG Haijun*, *ZHANG Yi*, *ZHOU Pu*, *JIANG Weikang* (4-677)
Experimental Study on Aerodynamic Characteristics of Rime Icing and Glaze Icing Conductors
……*LOU Wenjuan*, *WANG Liqi*, *CHEN Zhuofu* (4-684)
Vibration Frequency Method Based on Finite Element Modification of Extreme Properties of Suspender
……*ZHAO Xinming*, *SHI Xinwei*, *JIANG Bo*, *WANG Yong*, *WANG Jiayong*, *PAN Jianwu* (4-690)
Study and Evaluation of Dynamic Response of Building Structure Under Collapse Vibration
……*LIU Kaifang*, *LIU Yanhui*, *XU Li*, *JIA Yongsheng*, *YAO Yingkang*, *ZHOU Fulin* (4-695)
Analysis of Torsional Vibration Signal of Transmission System Based on Wavelet-VMD Joint De-noising
……*CHEN Long*, *SHI Wenku*, *CHEN Zhiyong*, *ZHANG Guihui* (4-703)
Study on Fatigue Damage of Gravity Dam Under Combined Effect of Mainshock and Aftershock Seismic Based on P-D-ε Curve of Hydraulic Concrete
……*GUO Tao*, *GUI Bo*, *XU Lihui*, *ZHANG Lixiang* (4-710)
Study on Parameter Optimization of Impact Resistance of Tunnel Excavation Trolley Under Central Impact Loads and Its Performance Verification …*DING Yingnan*, *XU Weibing*, *SHEN Botan*, *CHEN Yanjiang*, *LI Shian* (4-718)
Research on Solid Rocket Cabin Shell Structural Vibration Characteristics with Frock Boundary Constraints ……*HAN Fei*, *REN Quanbin*, *SU Minghui* (4-726)
Stability Training Method of C-DCGAN in Mechanical Fault Diagnosis Based on TTUR
……*LUO Jia*, *HUANG Jinying*, *MA Jiancheng* (4-733)
Design Parameter Optimization Method for Steel Damping Sliding Bearing in Continuous Girder Bridge
……*XIA Zhanghua*, *LIN Youqin*, *KONG Lingjun*, *LIU Yang* (4-741)
Analysis and Simulation Verification of Dual-modal Phenomenon in Missile Modal Experiment
……*SHANG Lin*, *ZHANG Hairui*, *SONG Zhiguo* (4-749)
Experimental Study on Seismic Performance of Self-centering Beam-Column Joints Based on VIC-3D Technology ……*PEI Qiang*, *WU Cong*, *HU Shuncai* (4-756)
Flexible Multi-directional Force Sensor with Porous
……*ZHU Yinlong*, *WU Jie*, *WANG Xu*, *CHEN Xin*, *WANG Huaming* (4-764)
Prosthetic Leg Locomotion-Mode Identification Based on Bat Algorithm and Relevance Vector Machine ……*LIU Lei*, *YANG Peng*, *LIU Zuojun*, *SONG Yinmao* (4-771)
Stiffness Control Vibration Reduction Technology of Reciprocating Compressor Piping System and Its Application ……*YUAN Wei*, *SUN Liang*, *ZHAO Jie*, *YANG Zhirong* (4-777)

Modelling of Bimorph Piezoelectric Cantilevered Beam Fixed at Both Ends and Analysis of Energy Generation Characteristic ……*PENG Lele*, *ZHONG Qianwen*, *ZHENG Shubin*, *HUANG Ruyan*, *CHAI Xiaodong* (4-784)
Vibration Fault Diagnosis and Trend Analysis of Circulating Seawater Pump ……*SHU Xiangtin*, *YANG Zhang*, *XU Yizhe*, *JIANG Yanlong* (4-791)
Experimental Study on Seismic Performance of Assembly Supports and Hangers ……*SUN Bin*, *ZHANG Xuefang*, *ZHANG Jinfeng*, *WANG Jingtao* (4-797)
Drop in Vibration Frequency of the Core Support Barrel in Nuclear Power Plants ……*LIU Jiaxin*, *YU Deping*, *YANG Taibo* (4-805)
Guided Wave Load Influence Compensation Method Based on Deep Learning Neural Network ……*YANG Yu*, *WANG Binwen*, *CAO Xueyang*, *ZHENG Hui*, *QIU Lei* (4-812)
Design and Parameters Analysis on the Coupled Helmholtz Resonance Muffler ……*HAN Lei*, *JI Hongli*, *QIU Jinhao* (5-848)
Dynamic Performance of Mega-Sub Structural System Under Near-Fault Ground Motions with Velocity Pulse ……*LI Xiangxiu*, *WANG Yao*, *TAN Ping*, *ZHANG Ying*, *LIU Aiwen* (5-856)
Adaptive Smith Feedback Time Delay Control of Active Suspension with Electro Hydrostatic Actuator ……*KOU Farong*, *ZHANG Hailiang*, *XU Jia'nan*, *TIAN Haibo*, *PENG Xianlong* (5-864)
Diagnosis Method of Cumulative Damage Probability for Metal and Non-metal Structure ……*ZHANG Sainan*, *HU Weiwei*, *BAO Qiao*, *WANG Qiang* (5-871)
Force Identification for Nonlinear Systems Based on Neural Network and Subspace Method ……*PANG Zhiya*, *MA Zhisai*, *DING Qian* (5-877)
Dynamic Characteristics Analysis of Box Girder Bridges with Corrugated Steel Webs ……*JI Wei*, *HU Shihao*, *QI Zhenfeng*, *LUO Kui*, *ZHANG Jingwei* (5-886)
Vibration Fatigue Life of U71Mn Rail ……*ZHONG Wen*, *HU Jiajie*, *LIU Qiyue* (5-893)
Identification of Rotor Unbalanced Parameters Based on Chaos Particle Swarm Optimization ……*YUN Xialun*, *PANG Zhekai*, *ZHANG Yun*, *JIANG Gedong*, *LIU Bin*, *MEI Xuesong* (5-898)
Dynamic Analysis of 100% Low Floor Vehicle Based on Axle Bridge Flexibility ……*QI Zhuang*, *ZHANG Chengcheng*, *WANG Meiqi*, *LIU Pengfei* (5-905)
Optimal Placement of Sensors in Strain Modal Test of Rectangular Rudder Surface ……*WU Xiangyu*, *HE Xudong*, *QU Chongxiao*, *CHEN Huaihai* (5-913)
Singularity Diagnosis Method for Deformation Monitoring Data of Dams According to Principal Component and Co-integration ……*YANG Guang*, *LI Shuyu*, *SUN Jin* (5-918)
A Fuzzy Diagnosis Method Based on RS and AHNs for Faults of In-Wheel Motor ……*XUE Hongtao*, *TONG Peng*, *JIANG Hong* (5-925)
Fluid-Solid-Thermal Staggered Iterative Coupling Analysis for Static Aerothermoelasticity of Wing ……*CHANG Bin*, *HUANG Jie*, *YAO Weixing* (5-931)
The Mechanical Performance of Rotary Magneto-rheological Damper Based on Screw Structure ……*ZENG Zecui*, *ZHANG Lei*, *YAN Ming*, *DONG Xiaomin* (5-937)
High-Efficiency Evaluation of Human-Induced Vibration Serviceability of Footbridge ……*ZHU Qiankun*, *MENG Wanchen*, *ZHANG Qiong*, *MA Qifei* (5-945)

Research on Low-Frequency Noise Reduction Performance of Single-Layer Microperforated Panel Structure with Variable Parameters and Separated Cavities
……*YANG Fei*, *SHEN Xinmin*, *WANG Qiang*, *ZHANG Jiaojiao* (5-952)
Research on Fast Prediction Method of Coherent Sound Field
……*LYU Yan*, *LIU Zhihong*, *WU Qun*, *YI Chuijie* (5-958)
Experimental Study on Wind Loads on Parapet Wall for Super High-Rise Buildings
……*MA Wenyong*, *HUANG Zhenghan*, *ZHENG Deqian*, *ZHANG Zhengwei* (5-967)
Crack Diagnosis of Aero-engine Rake
……*DONG Jiang*, *WEN Min*, *ZHANG Qiangbo*, *GUO Haidong*, *ZHANG Shuai* (5-973)
Separation of Cable-Stayed Bridge Monitoring Deflection Temperature Effect Based on EWT-FastICA
……*TAN Dongmei*, *YAO Huan*, *WU Hao*, *GAN Qinlin* (5-980)
Tool Wear Monitoring Based on EMD-SVM in Milling Process of Ti-Alloy
……*XIE Zhenlong*, *YUE Caixu*, *LIU Xianli*, *YAN Fugang*, *LIU Zhibo*, *MU Dianfang*, *LIANG Yuesheng* (5-988)
Fault Detection Monitoring with Acoustic Emission Location Method
……*TONG Guowei*, *XU Huawei*, *HUANG Linyi*, *CHEN Chaoying*, *LIU Binhui*, *CAI Jia* (5-997)
Test Experiments of Transient Electric Parameters of Ultrasonic Motor in Starting up State
……*HAN Wei*, *JI Hongli*, *NIE Rui*, *CHEN Hucheng*, *QIU Jinhao* (5-1002)
Fault Diagnosis Method of Rolling Bearing Based on CNN-BiLSTM Under Variable Working Conditions ……*DONG Shaojiang*, *LI Yang*, *LIANG Tian*, *ZHAO Xingxin*, *HU Xiaolin*, *PEI Xuewu*, *ZHU Peng* (5-1009)
Measurement and Diagnosis of Fluctuation of Interior Noise of Vehicle at High Speed ……*JIN Yan* (5-1017)
Analysis and Experimental Verification of Involute Spline Pair Tooth Flank Interference Fit
……*HU Pingguo*, *LIU Kai*, *CHEN Xiaofeng*, *MA Chaofeng*, *HAN Chuanbo* (5-1022)
Fault Diagnosis of Aeroengine Gear Based on Deep Learning
……*WAN Anping*, *YANG Jie*, *WANG Jinglin*, *CHEN Ting*, *MIU Xu*, *HUANG Jiayong*, *DU Xiang* (6-1062)
Data-Driven Incipient Fault Diagnosis for Cam-Driven Absolute Gravimeter
……*MOU Zonglei*, *WANG Chen*, *ZHANG Yuan*, *HAO Nini*, *HU Ruo* (6-1068)
Rolling Element Bearing Defect Diagnosis Under Variable Frequency Based on Fast Hoyergram and Improved VNCMD
……*SHI Wenjie*, *WEN Guangrui*, *HUANG Xin*, *ZHOU Qiao*, *BAO Yufeng* (6-1076)
Ground Motion Intenity Measures of RAC Frame Structures
……*HOU Hongmei*, *LIU Wenfeng*, *CHEN Guanjun* (6-1084)
Nonlinear Damage Identification and Experiments Based on GARCH-M Model
……*HUANG Qi*, *GUO Huiyong* (6-1092)
Coupling Vibration Analysis Between Flip-Flow Screen Panels and Moist Fine Coal Material Containing Agglomerates ……*TANG Jian*, *XIONG Xiaoyan*, *WU Bing*, *CAO Rong* (6-1099)

Fault Diagnosis of Rolling Bearing Based on Attention Recurrent Capsule Network
…*QU Hongchun*, *ZHU Weihua*, *GAO Pengyu*, *WANG Chao*, *ZHOU Dapeng*, *DING Kai* (6-1108)
Nonlinear Modelling Analysis and Parameter Identification Test of Controllable Inerter
……*LIU Changning*, *CHEN Long*, *ZHANG Xiaoliang*, *YANG Yi* (6-1115)
Dynamic Analysis of Reflection Surface Deployment of Multi-degree of Freedom Solid Antenna
……*YANG Quanou*, *QIN Yuantian*, *CHEN Jinbao*, *LI Bo* (6-1122)
Active Road Noise Control System with Modified Adaptive Filtering Algorithm
……*ZHANG Lijun*, *PI Xiongfei*, *MENG Dejian*, *CAO Cheng*, *ZHAO Ye*, *SHU Yuan*, *ZHANG Menghao* (6-1128)
Research on Signal Denoising Method of Chatter Incubation Stage Based on IES
……*ZHENG Hualin*, *GAO Weixiang*, *HU Teng*, *Wang Hu*, *YANG Hong* (6-1134)
Fault Diagnosis of Planetary Gear Used Time-Frequency Image Texture Features
…*CUI Baozhen*, *WANG Bin*, *REN Chuan*, *PENG Zhihui*, *WANG Haonan*, *WANG Zebing* (6-1141)
Influence Research of Dynamic Performance on Heavy-Haul Railway Simply-Supported Bridge Accused by Different Bearing……*CHEN Shuli*, *XU Hongwei*, *LIU Yongqian* (6-1147)
Calibrating Multi-dimensional High-*g* Acceleration with Bevel End Hopkinson Bar
……*GAO Meng*, *GUO Weiguo*, *LI Xiaolong* (6-1155)
Cyclic Weakening Mechanism in Constant Normal Stiffness of Pile-Soil Interface
……*LIU Junwei*, *ZHU Na*, *LING Xianzhang*, *WAN Zhipeng*, *HUANG Xiaoyi*, *ZHAO Guoxiao* (6-1163)
Sliding Mode Control for Control Moment Gyroscope Gimbal System Driven by Ultrasonic Motor
……*LIANG Zhulin*, *XU Zhangfan*, *LU Ming*, *PAN Song* (6-1170)
Vibration Characteristic Analysis Based on Contact Bounce of Contactor
……*HUANG Kepeng*, *WANG Fazhan*, *ZHAO Mingji*, *GUO Baoliang*, *OU Daquan* (6-1177)
Pump Shaft Whirl Characteristic for Vertical Main Coolant Pump of Nuclear Reactor
……*LI Zhen*, *WANG Hongkai*, *YUAN Shaobo* (6-1184)
Nonlinear Dynamics of Marine Rotor-Bearing System Under Yawing Motion
……*SHI Yangxu*, *LI Ming*, *DU Xiaolei* (6-1189)
Optical Fiber Grating Sensing Method for Flexible Composite Skin Deformation of Aerostat
……*LIU Bingfeng*, *SUN Guangkai*, *HE Yanlin*, *DONG Mingli* (6-1198)
Compound Fault Diagnosis of Rolling Bearings Based on AIF and Improved Time-Time Transform
……*LIU Baohua*, *ZHANG Muyong*, *ZANG Yanxu*, *TANG Guiji* (6-1206)
Analysis of Effective Electromechanical Coupling Coefficient of Hollow Ultrasonic Motor Stator
……*WANG Hongxing*, *LIU Jun*, *ZHU Hua*, *PAN Zhengyang* (6-1212)
Damage Localization of Composite Laminated Plates Based on Low-Rank and Sparse Decomposition
……*YAN Jinwei*, *CAO Shancheng*, *XU Chao* (6-1220)
Damage Identification of Rocket Skin Based on Guyan Polycondensation and Uniform Load Surface Curvature……*ZHAO Jiangang*, *ZHANG Yuxiang*, *CHEN Jiazhao*, *ZHANG Xin* (6-1226)
Vibration Fault Prediction Method of Hydraulic Turbine System Based on Deep Learning LSTM-DBN
……*LUO Yi*, *WU Boxiang* (6-1233)

《振动、测试与诊断》第42卷论文作者索引

（按姓氏拼音为序，每篇论文取前3位作者）

作者姓名　拼音	期次　页码
B	
鲍　峤 BAO Qiao	(5-871)
宾光富 BIN Guangfu	(1-76)
C	
曹东兴 CAO Dongxing	(3-530)
曹广威 CAO Guangwei	(1-89)
曹善成 CAO Shancheng	(6-1220)
曹　爽 CAO Shuang	(4-657)
曹雪洋 CAO Xueyang	(4-812)
常　斌 CHANG Bin	(5-931)
常庆兵 CHANG Qingbing	(6-1045)
陈安华 CHEN Anhua	(1-76)
陈春俊 CHEN Chunjun	(3-549)
陈代海 CHEN Daihai	(2-256)
陈冠君 CHEN Guanjun	(6-1084)
陈光远 CHEN Guangyuan	(1-148)
陈怀海 CHEN Huaihai	(3-468)
陈家照 CHEN Jiazhao	(6-1226)
陈金宝 CHEN Jinbao	(6-1122)
陈　亮 CHEN Liang	(3-439)
陈　龙 CHEN Long	(4-703)
陈　龙 CHEN Long	(6-1115)
陈树礼 CHEN Shuli	(6-1147)
陈　硕 CHEN Shuo	(2-235)
陈思文 CHEN Siwen	(1-62)
陈晓峰 CHEN Xiaofeng	(5-1022)
陈　旭 CHEN Xu	(1-1)
陈雪峰 CHEN Xuefeng	(2-292)
陈永辉 CHEN Yonghui	(1-177)
陈志勇 CHEN Zhiyong	(4-703)
陈卓夫 CHEN Zhuofu	(4-684)
陈宗平 CHEN Zongping	(3-495)
成　功 CHENG Gong	(3-495)
池长欣 CHI Changxin	(3-518)
池茂儒 CHI Maoru	(3-518)
崔宝珍 CUI Baozhen	(6-1141)
崔金星 CUI Jinxing	(1-110)
D	
代　煜 DAI Yu	(1-89)
戴　涛 DAI Tao	(2-227)
单光坤 SHAN Guangkun	(1-117)
邓　杰 DENG Jie	(6-1045)
邓　烁 DENG Shuo	(1-110)
丁　千 DING Qian	(5-877)
丁相栋 DING Xiangdong	(3-530)
丁颖楠 DING Yingnan	(4-718)
董　江 DONG Jiang	(5-973)
董绍江 DONG Shaojiang	(5-1009)
董万元 DONG Wanyuan	(1-177)
董　岳 DONG Yue	(4-649)
窦亚萍 DOU Yaping	(3-490)
杜晓蕾 DU Xiaolei	(6-1189)
段传栋 DUAN Chuandong	(1-134)
E	
鄂林仲阳 ELIN Zhongyang	(3-524)
F	
方圣恩 FANG Sheng′en	(2-270)
方圣恩 FANG Sheng′en	(3-427)
冯海军 FENG Haijun	(4-677)
傅朝丰 FU Chaofeng	(1-82)
G	
高　超 GAO Chao	(1-103)
高　猛 GAO Meng	(6-1155)
高鹏宇 GAO Pengyu	(6-1108)
高炜祥 GAO Weixiang	(6-1134)
耿冉冉 GENG Ranran	(1-11)
苟向锋 GOU Xiangfeng	(3-446)
关旭东 GUAN Xudong	(1-124)
桂　博 GUI Bo	(4-710)
郭　华 GUO Hua	(4-671)

郭焕良 GUO Huanliang (1-129)
郭惠勇 GUO Huiyong (6-1092)
郭　涛 GUO Tao (4-710)
郭伟国 GUO Weiguo (6-1155)
郭　旭 GUO Xu (1-169)
郭艳珍 GUO Yanzhen (3-490)

H

韩　飞 HAN Fei (4-726)
韩　雷 HAN Lei (5-848)
韩　露 HAN Lu (2-335)
韩　特 HAN Te (5-835)
韩　威 HAN Wei (5-1002)
郝木明 HAO Muming (1-23)
郝朋飞 HAO Pengfei (1-154)
何国庆 HE Guoqing (2-381)
何浩祥 HE Haoxiang (3-503)
何　俊 HE Jun (2-242)
何　攀 HE Pan (3-588)
何书勇 HE Shuyong (2-249)
何彦霖 HE Yanlin (6-1198)
贺旭东 HE Xudong (5-913)
侯　斌 HOU Bin (2-207)
侯　斌 HOU Bin (2-388)
侯红梅 HOU Hongmei (6-1084)
胡爱军 HU Aijun (3-432)
胡家杰 HU Jiajie (5-893)
胡　杰 HU Jie (3-524)
胡平果 HU Pingguo (5-1022)
胡　若 HU Ruo (2-220)
胡少梁 HU Shaoliang (3-474)
胡世浩 HU Shihao (5-886)
胡顺彩 HU Shuncai (4-756)
胡　腾 HU Teng (6-1134)
胡伟伟 HU Weiwei (5-871)
黄继源 HUANG Jiyuan (2-270)
黄继源 HUANG Jiyuan (3-427)
黄　杰 HUANG Jie (5-931)
黄晋英 HUANG Jinying (4-733)
黄克鹏 HUANG Kepeng (6-1177)
黄林轶 HUANG Linyi (5-997)
黄　淇 HUANG Qi (6-1092)
黄　鑫 HUANG Xin (2-213)
黄　鑫 HUANG Xin (6-1076)
黄绪宏 HUANG Xuhong (2-394)
黄铮汉 HUANG Zhenghan (5-967)
霍　鑫 HUO Xin (2-235)

J

季宏丽 JI Hongli (5-848)
季宏丽 JI Hongli (5-1002)
冀　伟 JI Wei (5-886)
贾娅娅 JIA Yaya (1-103)
江　川 JIANG Chuan (3-454)
江　帆 JIANG Fan (1-161)
江红祥 JIANG Hongxiang (3-564)
江　洪 JIANG Hong (5-925)
姜　波 JIANG Bo (4-690)
蒋　楠 JIANG Nan (1-35)
蒋　楠 JIANG Nan (1-49)
金超武 JIN Chaowu (4-649)
金　岩 JIN Yan (5-1017)
靳伍银 JIN Wuyin (2-299)
景强强 JING Qiangqiang (1-96)

K

柯世堂 KE Shitang (1-1)
孔令俊 KONG Lingjun (4-741)
寇发荣 KOU Farong (1-96)
寇发荣 KOU Farong (5-864)

L

兰伍霖 LAN Wulin (4-627)
雷子豪 LEI Zihao (1-182)
李　波 LI Bo (1-129)
李　超 LI Chao (1-43)
李　晨 LI Chen (1-129)
李春秀 LI Chunxiu (3-572)
李国英 LI Guoying (2-292)
李海云 LI Haiyun (3-483)
李　晗 LI Han (1-23)
李　鹤 LI He (3-606)
李宏坤 LI Hongkun (3-474)
李　杰 LI Jie (1-28)
李乐豪 LI Lehao (2-315)
李　明 LI Ming (6-1189)
李　晴 LI Qing (3-572)
李姝昱 LI Shuyu (5-918)
李松生 LI Songsheng (2-381)
李苏健 LI Sujian (4-671)
李素贞 LI Suzhen (3-593)

李祥秀 LI Xiangxiu (5-856)
李翔宇 LI Xiangyu (2-263)
李小龙 LI Xiaolong (6-1155)
李晓晨 LI Xiaochen (3-580)
李晓高 LI Xiaogao (1-16)
李彦夫 LI Yanfu (5-835)
李燕伟 LI Yanwei (2-372)
李　洋 LI Yang (5-1009)
李　晔 LI Ye (4-664)
李银萍 LI Yinping (2-322)
李银鑫 LI Yinxin (2-256)
李玉学 LI Yuxue (3-483)
李　振 LI Zhen (6-1184)
李　整 LI Zheng (2-256)
李正发 LI Zhengfa (3-446)
梁成玉 LIANG Chengyu (1-141)
梁树林 LIANG Shulin (3-518)
梁　松 LIANG Song (3-537)
梁　天 LIANG Tian (5-1009)
梁柱林 LIANG Zhulin (6-1170)
廖李灿 LIAO Lican (3-503)
林国昌 LIN Guochang (1-43)
林建辉 LIN Jianhui (3-549)
林　琳 LIN Lin (3-462)
林友勤 LIN Youqin (4-741)
凌贤长 LING Xianzhang (6-1163)
刘宝华 LIU Baohua (6-1206)
刘炳锋 LIU Bingfeng (6-1198)
刘才玮 LIU Caiwei (2-394)
刘才学 LIU Caixue (3-588)
刘昌宁 LIU Changning (6-1115)
刘红伟 LIU Hongwei (1-16)
刘慧珍 LIU Huizhen (3-537)
刘吉顺 LIU Jishun (3-454)
刘佳鑫 LIU Jiaxin (4-805)
刘嘉辉 LIU Jiahui (2-285)
刘　军 LIU Jun (6-1212)
刘俊伟 LIU Junwei (6-1163)
刘开放 LIU Kaifang (4-695)
刘　凯 LIU Kai (5-1022)
刘　磊 LIU Lei (4-771)
刘丽丽 LIU Lili (2-308)
刘启跃 LIU Qiyue (5-893)
刘清源 LIU Qingyuan (3-495)
刘庆宽 LIU Qingkuan (1-103)
刘庆宽 LIU Qingkuan (2-249)
刘送永 LIU Songyong (3-564)
刘　涛 LIU Tao (1-141)
刘　涛 LIU Tao (2-322)
刘涛瑞 LIU Taorui (1-68)
刘　伟 LIU Wei (4-644)
刘文锋 LIU Wenfeng (6-1084)
刘献礼 LIU Xianli (1-68)
刘献礼 LIU Xianli (3-580)
刘献礼 LIU Xianli (5-988)
刘新厂 LIU Xinchang (3-549)
刘　岩 LIU Yan (1-43)
刘彦辉 LIU Yanhui (4-695)
刘　洋 LIU Yang (2-372)
刘英想 LIU Yingxiang (6-1045)
刘永前 LIU Yongqian (6-1147)
刘泽龙 LIU Zelong (3-593)
刘志红 LIU Zhihong (5-958)
刘作军 LIU Zuojun (4-771)
楼文娟 LOU Wenjuan (4-684)
卢国梁 LU Guoliang (1-148)
卢　昊 LU Hao (4-657)
卢士林 LU Shilin (2-308)
鲁　明 LU Ming (6-1170)
陆翔宇 LU Xiangyu (3-468)
吕　岩 LYU Yan (5-958)
罗　佳 LUO Jia (4-733)
罗帅兵 LUO Shuaibing (1-49)
罗　毅 LUO Yi (6-1233)
骆勇鹏 LUO Yongpeng (1-169)

M

马草原 MA Caoyuan (3-483)
马　超 MA Chao (1-28)
马健程 MA Jiancheng (4-733)
马文勇 MA Wenyong (5-967)
马志赛 MA Zhisai (5-877)
孟德建 MENG Dejian (6-1128)
孟万晨 MENG Wanchen (5-945)
孟宪松 MENG Xiansong (3-537)
牟宗磊 MOU Zonglei (2-220)
牟宗磊 MOU Zonglei (6-1068)

N

聂　瑞 NIE Rui (5-1002)

P

庞新宇 PANG Xinyu (2-358)
庞哲凯 PANG Zhekai (5-898)
庞志雅 PANG Zhiya (5-877)
裴　强 PEI Qiang (4-756)
彭乐乐 PENG Lele (3-600)
彭乐乐 PENG Lele (4-784)
彭敏俊 PENG Minjun (4-636)
彭　艳 PENG Yan (1-110)
皮雄飞 PI Xiongfei (6-1128)

Q

戚　壮 QI Zhuang (5-905)
齐振峰 QI Zhenfeng (5-886)
秦仙蓉 QIN Xianrong (2-285)
秦远田 QIN Yuantian (6-1122)
邱志成 QIU Zhicheng (1-62)
裘进浩 QIU Jinhao (5-848)
屈冲霄 QU Chongxiao (5-913)
瞿红春 QU Hongchun (6-1108)

R

任成功 REN Chenggong (2-277)
任　川 REN Chuan (6-1141)
任全彬 REN Quanbin (4-726)
任韦豪 REN Weihao (3-439)

S

商　霖 SHANG Lin (4-749)
邵敏强 SHAO Minqiang (2-263)
申　勇 SHEN Yong (2-328)
沈铂坦 SHEN Botan (4-718)
沈新民 SHEN Xinmin (5-952)
沈钰杰 SHEN Yujie (2-343)
施龙飞 SHI Longfei (1-154)
石文杰 SHI Wenjie (6-1076)
石鑫炜 SHI Xinwei (4-690)
时献江 SHI Xianjiang (4-671)
史文库 SHI Wenku (4-703)
史贤俊 SHI Xianjun (2-335)
史阳旭 SHI Yangxu (6-1189)
舒相挺 SHU Xiangtin (4-791)
宋志国 SONG Zhiguo (4-749)
苏炳君 SU Bingjun (2-207)
苏　浩 SU Hao (3-432)
苏　浩 SU Hao (4-649)
苏明慧 SU Minghui (4-726)
苏　宇 SU Yu (3-511)
苏志善 SU Zhishan (1-23)
隋文涛 SUI Wentao (3-490)
孙　彬 SUN Bin (4-797)
孙广开 SUN Guangkai (6-1198)
孙建红 SUN Jianhong (2-207)
孙　锦 SUN Jin (5-918)
孙　亮 SUN Liang (4-777)
孙永吉 SUN Yongji (2-322)
孙　智 SUN Zhi (2-388)

T

TAN Chin-An (2-227)
谭冬梅 TAN Dongmei (5-980)
谭继东 TAN Jidong (3-417)
谭　平 TAN Ping (5-856)
谭小东 TAN Xiaodong (2-350)
唐　建 TANG Jian (6-1099)
田浩男 TIAN Haonan (1-117)
仝　钰 TONG Yu (2-358)
童国炜 TONG Guowei (5-997)
童　鹏 TONG Peng (5-925)

W

万安平 WAN Anping (6-1062)
汪红星 WANG Hongxing (6-1212)
王彬文 WANG Binwen (4-812)
王　斌 WANG Bin (6-1141)
王朝阁 WANG Chaoge (3-474)
王　晨 WANG Chen (6-1068)
王晨光 WANG Chenguang (4-677)
王发展 WANG Fazhan (6-1177)
王国波 WANG Guobo (1-154)
王海舰 WANG Haijian (2-308)
王　航 WANG Hang (4-636)
王航航 WANG Hanghang (3-543)
王洪凯 WANG Hongkai (6-1184)
王建强 WANG Jianqiang (1-177)
王景港 WANG Jinggang (1-89)
王景霖 WANG Jinglin (6-1062)
王礼祺 WANG Liqi (4-684)

王林堃 WANG Linkun (1-169)
王美琪 WANG Meiqi (5-905)
王　楠 WANG Nan (1-161)
王宁波 WANG Ningbo (1-82)
王　强 WANG Qiang (5-952)
王秋实 WANG Qiushi (2-365)
王秋实 WANG Qiushi (3-556)
王汝海 WANG Ruhai (1-28)
王诗彬 WANG Shibin (2-292)
王兴国 WANG Xingguo (1-16)
王　旭 WANG Xu (4-764)
王　瑶 WANG Yao (3-588)
王　瑶 WANG Yao (5-856)
王玉龙 WANG Yulong (2-285)
魏子涵 WEI Zihan (2-358)
温广瑞 WEN Guangrui (1-182)
温广瑞 WEN Guangrui (3-511)
温广瑞 WEN Guangrui (6-1076)
温华兵 WEN Huabing (4-644)
文　敏 WEN Min (5-973)
巫发明 WU Faming (4-664)
吴　聪 WU Cong (4-756)
吴　浩 WU Hao (5-980)
吴嘉州 WU Jiazhou (1-56)
吴　杰 WU Jie (4-764)
吴　奇 WU Qi (4-627)
吴　群 WU Qun (5-958)
吴　石 WU Shi (1-68)
吴书清 WU Shuqing (2-220)
吴向余 WU Xiangyu (5-913)
吴耀春 WU Yaochun (2-299)
武　兵 WU Bing (6-1099)
武博翔 WU Boxiang (6-1233)
武　灏 WU Hao (3-462)
武江浩 WU Jianghao (1-96)

X

夏宇磬 XIA Yuqing (1-35)
夏樟华 XIA Zhanghua (4-741)
向　玲 XIANG Ling (3-432)
肖会芳 XIAO Huifang (1-56)
肖世富 XIAO Shifu (3-524)
肖忠民 XIAO Zhongmin (2-365)
肖忠民 XIAO Zhongmin (3-556)
谢振龙 XIE Zhenlong (5-988)
熊晓燕 XIONG Xiaoyan (6-1099)
熊　炘 XIONG Xin (2-242)
徐　斌 XU Bin (3-511)
徐　超 XU Chao (6-1220)
徐　豪 XU Hao (1-11)
徐华伟 XU Huawei (5-997)
徐　俊 XU Jun (3-468)
徐李辉 XU Lihui (4-710)
徐　丽 XU Li (4-695)
徐仁义 XU Renyi (4-636)
徐逸哲 XU Yizhe (4-791)
徐张凡 XU Zhangfan (6-1170)
许宏伟 XU Hongwei (6-1147)
许家楠 XU Jia′nan (5-864)
许维炳 XU Weibing (4-718)
薛红涛 XUE Hongtao (5-925)

Y

闫　明 YAN Ming (1-117)
闫　明 YAN Ming (5-937)
颜津玮 YAN Jinwei (6-1220)
颜　龙 YAN Long (2-343)
杨从新 YANG Congxin (4-664)
杨德斌 YANG Debin (1-56)
杨　菲 YANG Fei (5-952)
杨　光 YANG Guang (5-918)
杨国舜 YANG Guoshun (3-462)
杨焕钊 YANG Huanzhao (2-381)
杨　洁 YANG Jie (6-1062)
杨金才 YANG Jincai (2-350)
杨锦霞 YANG Jinxia (1-134)
杨丽荣 YANG Lirong (3-454)
杨　淋 YANG Lin (3-439)
杨　鹏 YANG Peng (4-771)
杨全欧 YANG Quanou (6-1122)
杨少波 YANG Shaobo (2-350)
杨绍普 YANG Shaopu (2-315)
杨泰波 YANG Taibo (4-805)
杨　涛 YANG Tao (2-372)
杨晓峰 YANG Xiaofeng (2-343)
杨　宇 YANG Yu (4-812)
杨　璋 YANG Zhang (4-791)
姚　欢 YAO Huan (5-980)
姚润晖 YAO Runhui (1-124)
姚卫星 YAO Weixing (5-931)

姚志远 YAO Zhiyuan (1-11)
余德平 YU Deping (4-805)
袁平平 YUAN Pingping (3-543)
袁少波 YUAN Shaobo (6-1184)
袁　伟 YUAN Wei (4-777)
袁　哲 YUAN Zhe (1-161)
岳彩旭 YUE Caixu (3-580)
岳彩旭 YUE Caixu (5-988)
运侠伦 YUN Xialun (5-898)

Z

臧延旭 ZANG Yanxu (6-1206)
曾　捷 ZENG Jie (2-263)
曾世琛 ZENG Shichen (1-148)
曾泽璀 ZENG Zecui (5-937)
翟禹尧 ZHAI Yuyao (2-335)
张步云 ZHANG Buyun (2-227)
张成成 ZHANG Chengcheng (5-905)
张海亮 ZHANG Hailiang (5-864)
张海瑞 ZHANG Hairui (4-749)
张含琦 ZHANG Hanqi (4-627)
张建宇 ZHANG Jianyu (2-277)
张　健 ZHANG Jian (3-543)
张晋峰 ZHANG Jinfeng (4-797)
张　坤 ZHANG Kun (4-644)
张　磊 ZHANG Lei (5-937)
张立军 ZHANG Lijun (6-1128)
张穆勇 ZHANG Muyong (6-1206)
张强波 ZHANG Qiangbo (5-973)
张　琼 ZHANG Qiong (5-945)
张赛男 ZHANG Sainan (5-871)
张同亿 ZHANG Tongyi (2-249)
张　伟 ZHANG Wei (3-530)
张小栋 ZHANG Xiaodong (2-213)
张孝良 ZHANG Xiaoliang (6-1115)
张雪芳 ZHANG Xuefang (4-797)
张　祎 ZHANG Yi (3-593)
张英杰 ZHANG Yingjie (2-213)
张玉祥 ZHANG Yuxiang (6-1226)
张　媛 ZHANG Yuan (6-1068)
章翔峰 ZHANG Xiangfeng (2-328)
章　艺 ZHANG Yi (4-677)
章　云 ZHANG Yun (5-898)
赵　博 ZHAO Bo (3-606)
赵　辉 ZHAO Hui (2-235)
赵慧贺 ZHAO Huihe (3-564)
赵建刚 ZHAO Jiangang (6-1226)
赵　杰 ZHAO Jie (4-777)
赵　林 ZHAO Lin (1-1)
赵明基 ZHAO Mingji (6-1177)
赵荣珍 ZHAO Rongzhen (2-299)
赵新铭 ZHAO Xinming (4-690)
赵雨森 ZHAO Yusen (1-82)
赵元元 ZHAO Yuanyuan (2-394)
赵志宏 ZHAO Zhihong (2-315)
赵志宏 ZHAO Zhihong (3-572)
郑德乾 ZHENG Deqian (5-967)
郑华林 ZHENG Hualin (6-1134)
郑家成 ZHENG Jiacheng (3-503)
郑少帅 ZHENG Shaoshuai (2-242)
郑树彬 ZHENG Shubin (3-600)
郑树彬 ZHENG Shubin (4-784)
郑　阳 ZHENG Yang (3-417)
钟倩文 ZHONG Qianwen (3-600)
钟倩文 ZHONG Qianwen (4-784)
钟　雯 ZHONG Wen (5-893)
钟新利 ZHONG Xinli (1-76)
周传波 ZHOU Chuanbo (1-35)
周传波 ZHOU Chuanbo (1-49)
周建星 ZHOU Jianxing (2-328)
周　瑾 ZHOU Jin (1-124)
周进节 ZHOU Jinjie (3-417)
周劲松 ZHOU Jinsong (2-365)
周劲松 ZHOU Jinsong (3-556)
周　桥 ZHOU Qiao (1-182)
朱碧华 ZHU Bihua (1-134)
朱　华 ZHU Hua (6-1212)
朱俐宇 ZHU Liyu (2-388)
朱凌云 ZHU Lingyun (3-446)
朱　娜 ZHU Na (6-1163)
朱前坤 ZHU Qiankun (5-945)
朱伟华 ZHU Weihua (6-1108)
朱银龙 ZHU Yinlong (4-764)
朱真才 ZHU Zhencai (4-657)

coinv

振动声学专家
不仅仅是测量

— 扫描获取更多 —

测量



云系列

- 行业化专用测试系统
- 网络串行同步采集与供电



智系列

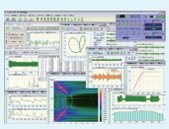
- 高性能设计 / 全功能采集
- 多类信号测量 / 千兆网络传输



慧系列

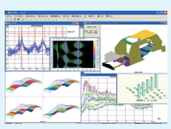
- 上千通道，机柜式设计
- 256 kHz 同步采样 /TEDS 功能

分析



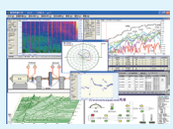
信号处理

- 几十种时域 / 频域
- 幅域 / 时频域方法



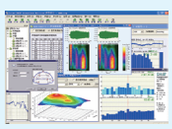
模　态

- EMA/OMA/MIMO
- 十余种拟合算法



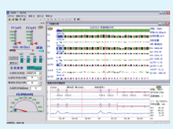
旋转机械

- 阶次 / 全息 / 伯德图
- 扭振 / 分岔 / 动平衡



声　学

- 声压 / 声强 / 声功率
- 声品质 / 阵列 /TPA



行业应用

- 土木 / 桥梁 / 桩基
- 轨道 / 计量 / 教学

评估



设备性能

- 动力学模型和性能
- 工作损伤和寿命



桥梁健康

- 静载 / 动载性能
- 模态 / 索力 / 挠度



环境影响

- 环境振动噪声评价
- 设备声功率评价



轨道安全

- 轮轨动力评估
- 脱轨 / 减载系数



机械故障

- 故障分析 / 诊断
- 趋势预测评估

解决



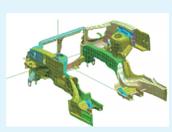
减　振

- 振动隔离 / 吸振
- 结构改进振动消除



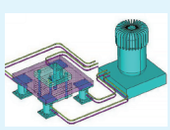
降　噪

- 隔声 / 吸声 / 减震
- 声品质优化



CAE 协作

- 指导有限元模型
- CAE 设计验证



结构设计

- 动力学模型建立
- 机械结构优化设计



监测预警

- 大型工程振动监测
- 数据筛选处理报警



机械汽车



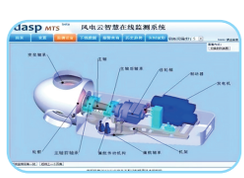
航天军工



桥梁建筑



轨道交通



风能电力

北京东方振动和噪声技术研究所 | www.coinv.com | 010-62989889 | 24h 小时技术支持 13910014842

厚德®
无锡市厚德自动化仪表有限公司
WUXI HOUDE AUTOMATION METER CO.,LTD.

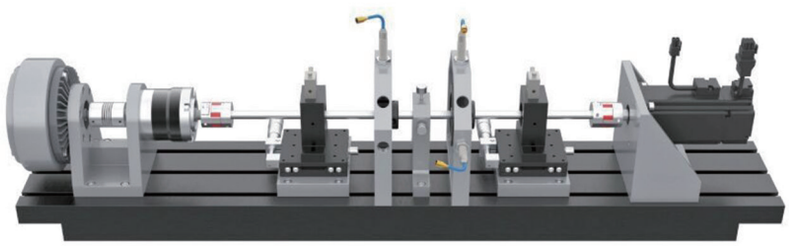
Lian YY
江苏联益友测控技术有限责任公司
JIANGSU LIANYY MEASUREMENT & CONTROL TECHNOLOGY CO. , LTD.

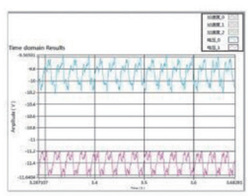
品质振动世界 专注引领未来

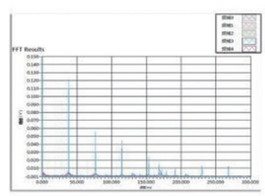


无锡市厚德自动化仪表有限公司，地处经济发达、交通便利的长江三角洲——江苏省江阴市。公司主要的业务板块有：高校科研用各类实验台的研发设计与制造、各类典型的故障机理分析试验、故障试验数据的采集与分析；常年与各大院校、科研院所合作开发转子故障综合实验台、轴承齿轮箱故障实验台、内外双转子模拟实验台、双跨双转子实验台、轴承寿命预测实验台、机转向架试验平台、数据采集系统、故障分析软件以及各类振动加速度传感器、电涡流传感器、转速键相传感器等，为高校的科学研究、设备机械寿命预测等提供实验设备。

HZXT-008 转子轴承综合故障模拟实验台







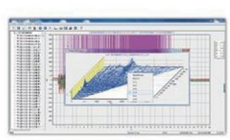
可完成实验： ◎ 滚动轴承故障实验　◎ 转子动力学实验　◎ 转矩加载实验

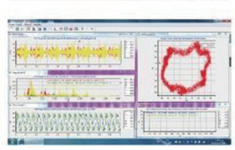
HD9200 多通道数据采集系统



· 工作电源：AC100-240V 50-60HZ
· 输入通道：16通道AI（内置抗混叠滤波器），2通道DI

· 输入范围：+/- 25Vpp
· 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





◎ 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。

传感器系列



电涡流传感器



加速度传感器
HD-YD-226



加速度传感器
HD-YD-216



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