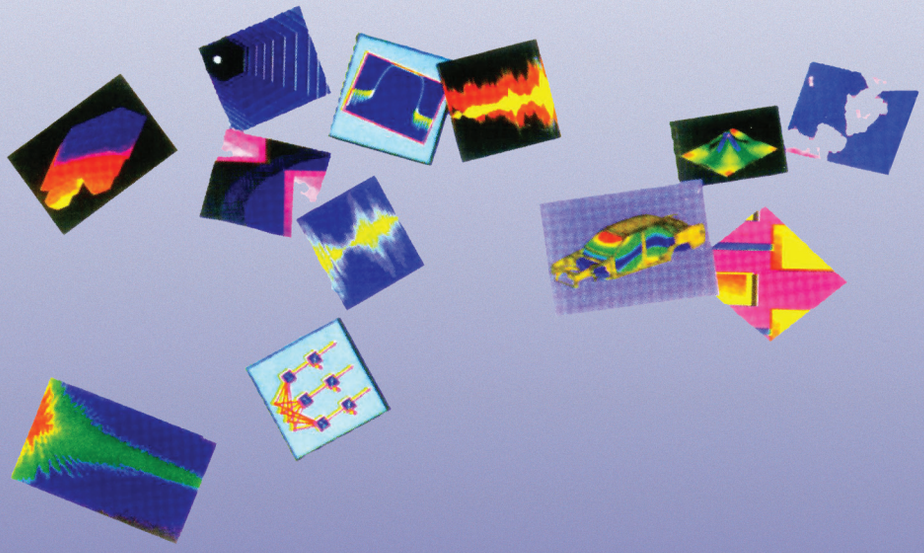
中文核心期刊（机械、仪表类）
Ei Compendex 收 录 期 刊
中国科学引文数据库来源期刊
中文科技期刊数据库收录期刊

ISSN1004-6801
CN32-1361/V
CODEN ZCZHFY



振动．测试与诊断

Journal of Vibration,Measurement & Diagnosis

第 42 卷　第 5 期
Vol.42　No.5
总第 211 期

5
2022

ISSN 1004-6801
9 771004 680222 10>

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
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
《振动、测试与诊断》编辑部　　出 版

振动、测试与诊断　第四十二卷第五期　二〇二二年十月

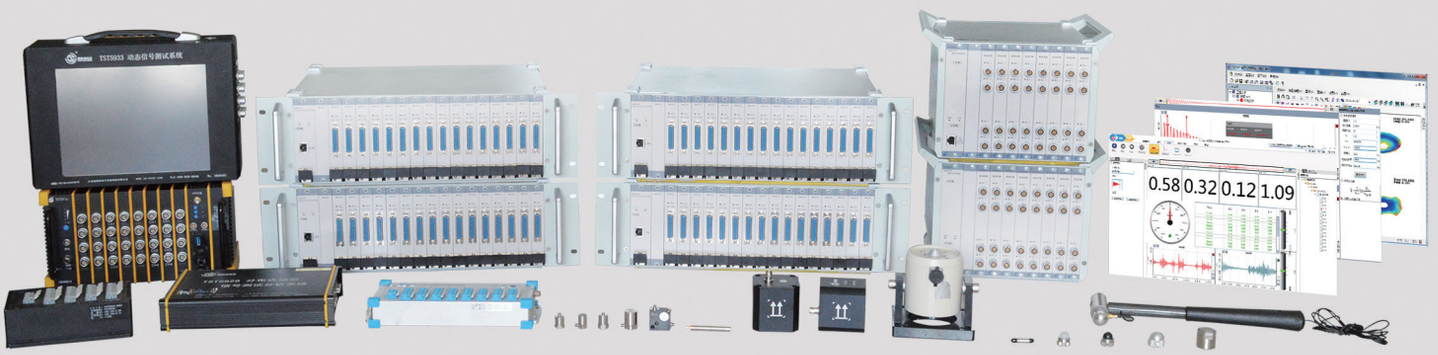
TZTIOT®
泰之特物联

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



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

八大优势

功能丰富的采集分析软件，并能与 MATLAB、LABVIEW、CVI 无缝对接

土 500V 共模电压（传导干扰），依然有 120dB 以上的抑制能力

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

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



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

《振动、测试与诊断》创刊 40 周年纪念大会暨第 9 届编委会成立大会在南京成功召开

《振动、测试与诊断》创刊 40 周年纪念大会暨第 9 届编委会成立大会于 2022 年 10 月 12 日在南京紫金山庄会议中心成功召开。会议采取了现场、线上相结合的方式举办。中国科学院闻邦椿院士、王立鼎院士、赵淳生院士、芮筱亭院士、朱荻院士、宣益民院士、郭万林院士、祝世宁院士、顾宁院士、陈光院士、中国工程院贲德院士、江苏省科协党组书记、副主席孙春雷、南京市科协主席朱军、南昌航空大学校长卢超教授、上海卫星工程研究所党委书记周徐斌研究员、南京航空航天大学副校长宋迎东教授，还有中国力学学会、中国振动工程学会及中国声学学会的代表，国内多所大学的优秀中青年科学家，《振动、测试与诊断》创刊元老代表以及国内相关企业代表等参加了上午的现场开幕式。

南京航空航天大学校长单忠德院士线上致欢迎词。单校长对各位院士、领导和专家的到来表示诚挚的欢迎，向长期以来大家给予南航的指导、关心和支持表示衷心的感谢。《振动、测试与诊断》创刊 40 周年纪念会是我国振动工程领域的一次学术盛会，杂志自 1980 年创刊以来，坚持特色化发展，在各位专家学者的鼎力支持和共同努力下，已成为该领域的重要学术期刊。主编和前辈付出了辛勤的汗水，使期刊位列国家中文核心期刊，并被 EI 等国内外重要数据库收录，为该领域内学术思想交流提供了重要平台。单校长向《振动、测试与诊断》创刊 40 周年表示热烈的祝贺，也期望杂志越办越好，再创辉煌，力争将来办成国际期刊，取得更大的繁荣和发展。

江苏省科协党组书记孙春雷副主席发言中指出，科技期刊是科技创新体系的重要组成部分，承担了展示创新成果，引领科技发展，开展学术交流的重要功能，是国家科技竞争力和文化软实力的重要体现。《振动、测试与诊断》创刊 40 年来，论文发表数量和质量稳步提升，正逐渐成为机械工程和振动工程领域高质量科技期刊，希望期刊继续坚持创新引领，瞄准前沿技术，严把稿件质量关，持续发表业界高质量研究成果，支持优秀学术人才成长，促进行业学术交流。



中国振动工程学会理事长胡海岩院士在线上致辞中讲到，《振动、测试与诊断》长期以来由赵淳生院士领衔的期刊编委会与编辑部坚持理论联系实际，增进学术交流，鼓励首创精神的办刊理念，努力促进学术成果向生产力转化，锐意改革和创新，不断提高办刊质量，期刊受到广大作者、读者以及业内人士的高度认可，已成为我国振动工程领域具有重要学术影响的期刊。此次会议的召开，将为从事压电声学技术和振动工程学者提供一个深入交流和开展合作的平台，也祝与会学者们在工作中取得更大成就，为我国科技自立自强做出新的贡献。

中国声学学会他得安副理事长在线上对《振动、测试与诊断》创刊 40 周年表示祝贺。他讲到，压电、声学、器件及测试诊断技术互为支撑，互相促进，随着材料科学与技术、声波理论、器件技术、人工智能和数据科学等不断进步，压电、声学和测试诊断领域新理论、新技术、新器件、新设备地不断涌现，压电、声学、器件应用和检测诊断技术已经在我国航空航天、国防科技、生物医药、临床诊断、智能装备和微电子等战略产业领域发挥巨大作用。闻邦椿院士于上世纪五六十年代开拓了我国振动利用工程学科，为压电与声波振动利用奠定了基础。赵淳生院士 60 年矢志不渝地引领和推动我国振动测试和超声电机事业服务航空航天、国防科技和国家重大需求。他们都是我们学界的杰出代表和学习楷模。

本刊主编赵淳生院士简要回顾了《振动、测试与诊断》40 年发展历程，并向长期关心和支持刊物发展的专家学者、作者和读者表示崇高的敬意！对克服疫情困难前来参会的各位领导、嘉宾和各界代表表示热烈的欢迎和衷心的感谢！

开幕式上播放了全国数十名院士、专家学者为庆祝《振动、测试与诊断》创刊 40 周年发来的贺词和兄弟单位的贺信。大会为长期关心、帮助本刊成长的闻邦椿院士颁发了 “重大贡献奖”，为贲德院士和王立鼎院士颁发了 “特别贡献奖”。为 2021 年度全国最美科技工作者、中国超声电机事业的开拓者、《振动、测试与诊断》创始人赵淳生主编颁发了压电和声波理论及器件应用“终身成就奖”，以表彰赵淳生院士在压电器件及应用领域做出的重大贡献。







下午，本刊主编赵淳生院士、南京理工大学芮筱亭院士、南京航空航天大学副校长姜斌教授、俄罗斯工程院外籍院士、苏州大学孙立宁教授、浙江大学杨世锡教授、东南大学蒋书运教授、南京理工大学张合教授等 40 余位新老编委参加了线下召开的《振动、测试与诊断》第 9 届编委会成立大会，50 余位编委由于疫情原因参加了线上会议。身在国外的办刊老前辈、上海交通大学洪迈生教授发来了视频及题词，中国工程机械学会、《振动工程学报》、《南京航空航天大学学报》、《数据采集与处理》及《排灌机械工程学报》等单位发来了贺信，祝贺大会成功召开。大会由本刊常务副主编吴大伟教授主持。

会上，赵淳生主编向 3 位创刊元老代表东南大学汪凤泉教授、华北电力大学杜永祚教授和武汉理工大学陈定方教授授予“特别贡献奖”。南京航空航天大学副校长姜斌教授和全国高校机械工程测试技术研究会理事长杨世锡教授向赵淳生院士授予“重大贡献奖”。 编辑部陈琪主任代表第 8 届编委会做工作汇报。副主任委员杨世锡教授作了《振动、测试与诊断》第 9 届编委会遴选名单的说明。会上大家一致同意通过，产生了第 9 届编委名单。大会向新一届编委颁发了聘书。本刊第 9 届编委会主任委员芮筱亭院士、副主任委员姜斌副校长对期刊未来发展和工作规划发表了讲话，指出要走国际化、特色化办刊之路。中北大学潘宏侠教授、西安交通大学温广瑞教授、华北电力大学向玲教授、南昌航空大学李志农教授、华南理工大学上官文斌教授、南京大学卢明辉教授等与会编委就今后期刊发展、如何办好一流期刊建言献策、踊跃发言。最后，主编赵淳生院士作总结讲话，他向长期鼎力支持期刊发展的专家学者、编委表示衷心的感谢，希望在新一届编委会的领导下，带领编辑部积极探索、勇于实践，期刊取得更大的进步！











《振动、测试与诊断》第九届编委会名单

顾问委员会： 胡海岩　谭建荣　闫楚良　丁　汉　雒建斌
房建成　李应红　郭万林　魏悦广　贾振元

主 任 委 员： 芮筱亭

副主任委员： 姜　斌　孙立宁　韩　旭　杨世锡　朱真才
蒋书运　蔡　新　钱林方　史金飞　沈　勇

编　　委：（按拼音为序）

蔡　新　蔡敢为　曹广忠　曹彦鹏　陈　伟　陈怀海　陈金宝　陈立国
陈仁祥　陈云飞　崔建国　窦满峰　冯辅周　高　庆　谷立臣　郭　瑜
韩　旭　何　勍　何宽芳　何晓晖　何玉灵　胡济民　黄家海　姜　斌
蒋书运　蒋伟康　焦卫东　柯世堂　李　书　李富才　李晓牛　李雪岩
李彦夫　李志农　廖广兰　刘卫东　刘英想　卢明辉　芦小龙　罗　刚
潘宏侠　潘旭东　彭瀚旻　祁志祥　钱林方　秦　毅　全　涌　任志英
芮筱亭　上官文斌　沈　松　沈　勇　史金飞　孙立宁　他得安　汤　晖
汤宝平　汤奇荣　王　亮　王广林　王国平　王金鹏　王志华　温广瑞
吴大伟　伍　星　夏毅敏　向　玲　向家伟　向志海　熊晓燕　熊振华
轩建平　严根华　杨　淋　杨　明　杨　颖　杨世锡　姚红良　尹爱军
余成波　袁万城　臧　勇　张　波　张　合　张　军　张　泉　张建辉
张铁民　张宪民　张小栋　赵淳生　赵丁选　赵荣珍　赵玉龙　赵振华
郑　伟　周徐斌　朱　华　朱本鹏　朱晓锦　朱真才

《振动、测试与诊断》编辑部

主　　编： 赵淳生

副 主 编： 吴大伟（常务）　张　合　陈云飞　张宪民　赵丁选
赵玉龙　杨　颖　张小栋　熊晓燕　王　亮

常　　编：（按拼音为序）

蔡敢为　陈　伟　陈云飞　窦满峰　何　勍　蒋书运　沈　松　沈　勇
汤宝平　王　亮　王广林　王国平　吴大伟　熊晓燕　熊振华　杨　淋
杨　颖　杨世锡　姚红良　张　合　张建辉　张宪民　张小栋　赵淳生
赵丁选　赵荣珍　赵玉龙　朱　华　朱真才

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

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

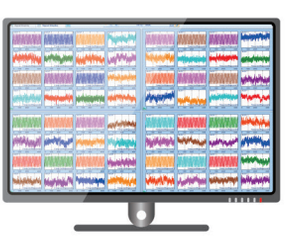


电荷放大器



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

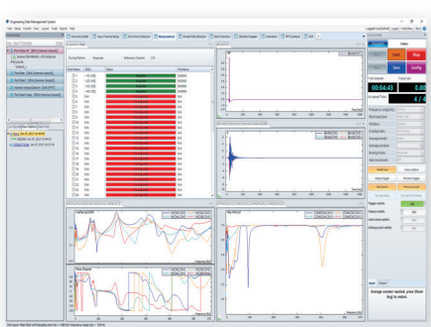
广告

CRYSTAL INSTRUMENTS

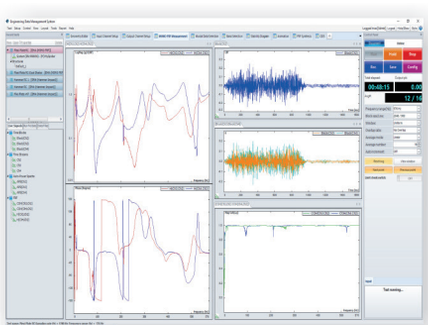
EDM-Modal 模态测试分析系统

支持4~512通道数多种动态信号分析仪

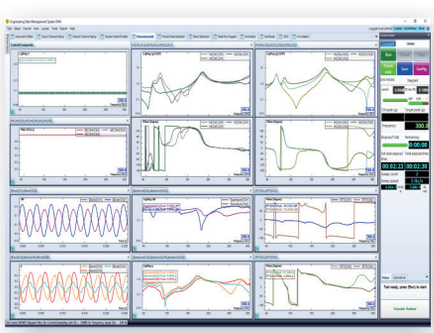




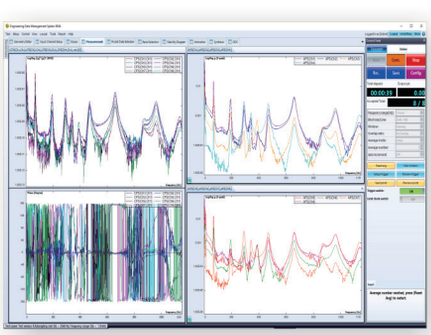
锤击法测试
(Hammer Impact Testing)



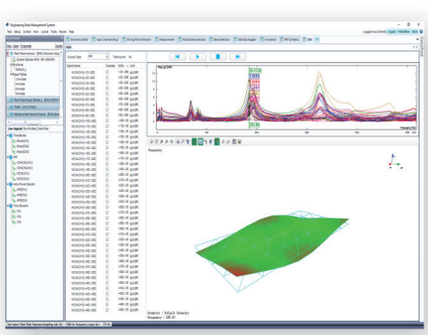
单/多输入多输出
(SIMO/MIMO-FRF)



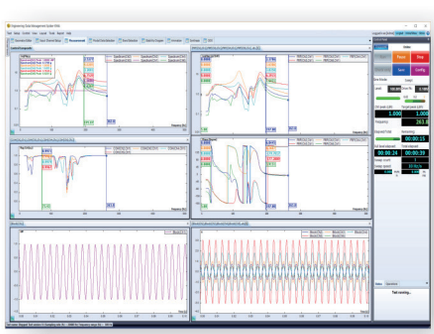
单/多输入多输出步进正弦测试
(SIMO/MIMO Stepped Sine Testing)



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10月 （双月刊） 第42卷第5期 (总第211期)

目 次

专家论坛

基于深度学习的工业装备PHM研究综述 ……李彦夫，韩 特（835）

论 文

耦合Helmholtz共振消声器的设计及参数分析 ……韩 雷，季宏丽，裘进浩（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（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（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（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（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（886）

U71Mn钢轨振动疲劳寿命研究 ……钟 雯，胡家杰，刘启跃（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（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（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（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（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（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（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（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（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（952）

相干声场的快速预测方法研究 ……吕　岩，刘志红，吴　群，仪垂杰（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（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（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（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（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（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（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（1009）

高速行驶时车内噪声抖动感的测试与诊断 ……金　岩（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（1022）

第42卷第5期英文摘要 ……（1029）

广告·信息

欢迎订阅《振动、测试与诊断》（1008） 《振动、测试与诊断》征稿简则（1042） 扬州英迈克测控技术有限公司（1043） 东方振动和噪声技术研究所（1044）

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

第42卷　第5期
2022年10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	**印　　刷**	南京百花彩色印刷广告制作有限责任公司
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	**发　　行**	江苏省邮政局
		邮发代号	28-239
		发行范围	公开发行
主　　编	赵淳生	**电　　话**	（025）84893332
编辑出版	《振动、测试与诊断》编辑部	**E - mail**	qchen@nuaa.edu.cn
地　　址	南京市御道街29号	**网　　址**	http://zdcs.nuaa.edu.cn
邮　　编	210016	**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

Oct. 2022 (BIMONTHLY) Vol. 42 No.5 (Sum No. 211)

CONTENTS

TECHNICAL COMMENT

Deep Learning Based Industrial Equipment Prognostics and Health Management: a Review
……*LI Yanfu*, *HAN Te* (835)

PAPERS

Design and Parameters Analysis on the Coupled Helmholtz Resonance Muffler
……*HAN Lei*, *JI Hongli*, *QIU Jinhao* (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* (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* (864)

Diagnosis Method of Cumulative Damage Probability for Metal and Non-metal Structure
……*ZHANG Sainan*, *HU Weiwei*, *BAO Qiao*, *WANG Qiang* (871)

Force Identification for Nonlinear Systems Based on Neural Network and Subspace Method
……*PANG Zhiya*, *MA Zhisai*, *DING Qian* (877)

Dynamic Characteristics Analysis of Box Girder Bridges with Corrugated Steel Webs
……*JI Wei*, *HU Shihao*, *QI Zhenfeng*, *LUO Kui*, *ZHANG Jingwei* (886)

Vibration Fatigue Life of U71Mn Rail ……*ZHONG Wen*, *HU Jiajie*, *LIU Qiyue* (893)

Identification of Rotor Unbalanced Parameters Based on Chaos Particle Swarm Optimization
……*YUN Xialun*, *PANG Zhekai*, *ZHANG Yun*, *JIANG Gedong*, *LIU Bin*, *MEI Xuesong* (898)

Dynamic Analysis of 100% Low Floor Vehicle Based on Axle Bridge Flexibility
……*QI Zhuang*, *ZHANG Chengcheng*, *WANG Meiqi*, *LIU Pengfei* (905)

Optimal Placement of Sensors in Strain Modal Test of Rectangular Rudder Surface
……*WU Xiangyu*, *HE Xudong*, *QU Chongxiao*, *CHEN Huaihai* (913)

Singularity Diagnosis Method for Deformation Monitoring Data of Dams According to Principal Component and Co-integration ……*YANG Guang*, *LI Shuyu*, *SUN Jin* (918)

A Fuzzy Diagnosis Method Based on RS and AHNs for Faults of In-Wheel Motor
……*XUE Hongtao*, *TONG Peng*, *JIANG Hong* (925)

Fluid-Solid-Thermal Staggered Iterative Coupling Analysis for Static Aerothermoelasticity of Wing
……*CHANG Bin*, *HUANG Jie*, *YAO Weixing* (931)

The Mechanical Performance of Rotary Magneto-rheological Damper Based on Screw Structure
……*ZENG Zecui*, *ZHANG Lei*, *YAN Ming*, *DONG Xiaomin* (937)

High-Efficiency Evaluation of Human-Induced Vibration Serviceability of Footbridge
……*ZHU Qiankun*, *MENG Wanchen*, *ZHANG Qiong*, *MA Qifei*（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*（952）
Research on Fast Prediction Method of Coherent Sound Field
……*LYU Yan*, *LIU Zhihong*, *WU Qun*, *YI Chuijie*（958）
Experimental Study on Wind Loads on Parapet Wall for Super High-Rise Buildings
……*MA Wenyong*, *HUANG Zhenghan*, *ZHENG Deqian*, *ZHANG Zhengwei*（967）
Crack Diagnosis of Aero-engine Rake
……*DONG Jiang*, *WEN Min*, *ZHANG Qiangbo*, *GUO Haidong*, *ZHANG Shuai*（973）
Separation of Cable-Stayed Bridge Monitoring Deflection Temperature Effect Based on EWT-FastICA
……*TAN Dongmei*, *YAO Huan*, *WU Hao*, *GAN Qinlin*（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*（988）
Fault Detection Monitoring with Acoustic Emission Location Method
……*TONG Guowei*, *XU Huawei*, *HUANG Linyi*, *CHEN Chaoying*, *LIU Binhui*, *CAI Jia*（997）
Test Experiments of Transient Electric Parameters of Ultrasonic Motor in Starting up State
……*HAN Wei*, *JI Hongli*, *NIE Rui*, *CHEN Hucheng*, *QIU Jinhao*（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*（1009）
Measurement and Diagnosis of Fluctuation of Interior Noise of Vehicle at High Speed……*JIN Yan*（1017）
Analysis and Experimental Verification of Involute Spline Pair Tooth Flank Interference Fit
……*HU Pingguo*, *LIU Kai*, *CHEN Xiaofeng*, *MA Chaofeng*, *HAN Chuanbo*（1022）

Abstracts of Vol.42 No.5 in English ……（1029）

Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis(Bimonthly)

Vol. 42 No.5 Publishing Date Oct. 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 University Association of Mechanics Engineering Measurement Technology	**Zipcode**	210016
		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.1004-6801.2022.05.001

基于深度学习的工业装备PHM研究综述*

李彦夫， 韩 特
（清华大学工业工程系 北京，100084）

摘要 随着物联网和通信技术的快速发展，现代工业装备海量运行数据被实时监测传输，推动装备服役阶段的故障预测与健康管理进入大数据时代。面对具有不确定性强、价值密度低及多源异构特点的装备运行大数据，传统浅层模型算法存在难以自主挖掘数据蕴含特征、对装备健康状态表征能力弱的先天不足。近年来，作为机器学习领域的研究热点，深度学习理论得到了学术界与工业界的广泛关注，相关的工业装备故障预测与健康管理（prognostics and health management，简称PHM）研究与应用层出不穷，为解决大数据背景下的故障预测与健康管理难题提供了新的思路和技术手段。为此，笔者回顾了工业装备故障预测与健康管理技术发展历程；从异常检测、故障诊断以及故障预测3个方面综述了深度学习已取得的研究成果；讨论了深度学习在当下工业装备故障预测与健康管理中的热点话题；分析了该研究方向在工程实际中面临的挑战，并探讨应对这些挑战的有效措施和未来发展趋势。

关键词 工业装备；深度学习；故障诊断；故障预测与健康管理
中图分类号 TH17

引 言

随着现代工业装备复杂性、精密性、自动化以及智能化程度的不断提高，为了有效保障工业装备的安全可靠运行和经济性维护，PHM技术应运而生[1]。PHM旨在综合利用装备传感信息、专家知识和维修保障资源信息，借助人工智能方法和推理模型实现装备运行状态监测、故障识别诊断、健康状态评估及预测，并最终提供维修保障等健康管理措施。在此之前，工业装备维护策略已先后经历了事后维护、周期预防性维护、状态维护以及预测性维护4个阶段。PHM技术融合状态维护与预测性维护的思想，成功实现了装备故障的有效诊断与早期预防。

现在装备PHM方法的性能很大程度上取决于所提取的特征质量，即反映设备特性变化、趋势变化以及故障模型演化的能力，即如何有效学习并表征装备健康状态特征是PHM技术的核心。目前，传统特征提取方法受到以下问题的约束：

1）特征提取过程严重依赖先验知识和专家经验，特征设计过程需要深厚的数学基础和丰富的诊断对象专业知识；

2）无法从大工业大数据中获得统计意义上的健康特征表示，人工设计的特征难免以偏概全，无法准确表征装备健康；

3）所提取的特征通常为对信息的浅层次表达，在处理复杂装备信号时，其泛化能力有限；

4）所设计的特征普适性较差，往往需要根据装备系统特性、运行工况条件进行量身定制，当对象的系统物理特性发生改变时，所设计的特征需要相应调整更换。

随着计算能力的提高和出现高效的深层结构神经网络的训练方法，深度学习逐渐兴起。Hinton等[2-3]推动深度学习取得突破性进展，使得神经网络模型逐渐由浅入深，深度学习也成为机器学习方向的一个重要分支。深度学习理论旨在叠加多层次、多结构的信息表示层，以期在数据建模处理过程中获得层次化信息表征能力，最终取得更优的分类及预测能力。经典的深度学习模型，如受限玻尔兹曼机（restricted Boltzmann machine，简称RBM）、深层置信网络（deep belief network，简称DBN）、自编码器（autoencoder，简称AE）、卷积神经网络（convolutional neural network，简称CNN）、循环神经网络（recurrent neural network，简称RNN）以及生成对抗网络（generative adversarial network，简称GAN）等，已经在计算机视觉、图像处理、自然语言处理、医疗诊断及推荐系统等领域得到广泛研究与应用[4-8]。

* 国家自然科学基金重点资助项目（71731008）
收稿日期：2022-08-16；修回日期：2022-09-14

鉴于深度学习模型所具备的从原始数据中获取多层次非线性特征学习的能力，深度学习为工业装备PHM提供了一套完整的理论方法和有效便捷的工具。

笔者系统梳理了工业装备PHM中常见的深度学习模型，综述了国内外基于深度学习的PHM研究现状及研究热点，探讨了现存的主要问题，并展望了深度学习在PHM领域的未来研究方向及可能的解决方案。

1 PHM框架

PHM技术是用于改善并提高设备安全性和可靠性、保障执行任务成功率的重要手段，也是提高维修效率和节约维修成本的重要工具。PHM内涵极为丰富，主要包括传感器网络的数据采集和传输、装备状态监测、故障诊断、故障预测、健康管理和决策等。国际上众多标准组织，如IEEE和ISO等，已经围绕PHM发布一系列标准[9]。图1所示为PHM基本框架。

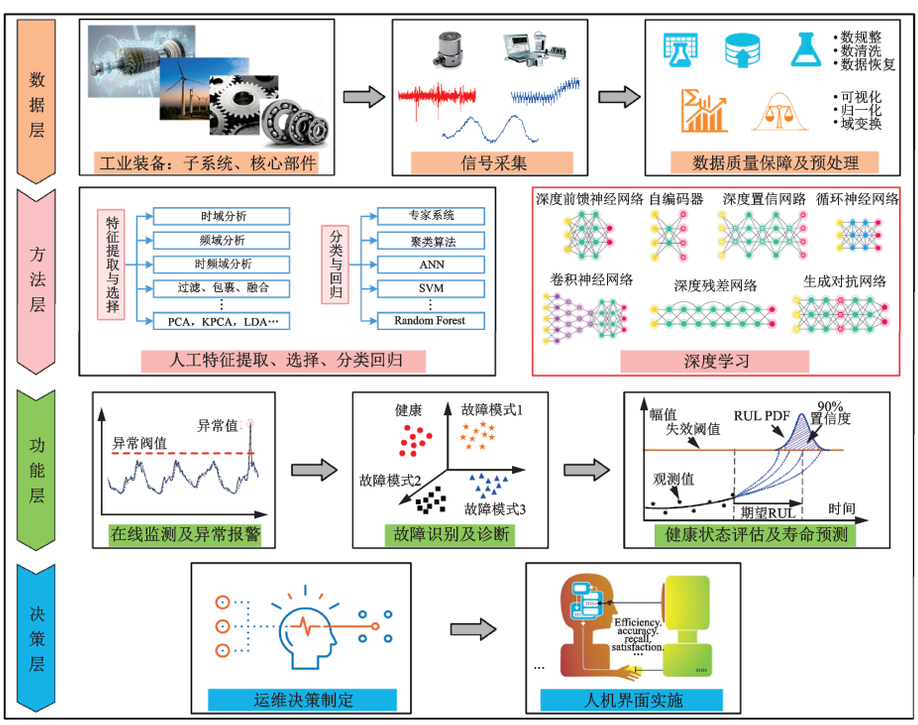


图1 工业装备PHM框架示意图

Fig.1 Illustration of PHM framework of industrial equipment

首先，PHM技术通过部署在装备上的传感器网络收集反映装备健康状态的相关数据，如振动、转速、温度、电流及声发射等。由于复杂运行环境以及传感器故障等因素，获取的数据往往质量较差，因此需要有效的信号预处理方法来保障数据质量。常见的数据质量保障方法包括数据规整、数据清洗及数据恢复。其次，对于获取的数据，需要进一步从中提取故障敏感特征信息，其中常见的方法包括基于信号处理技术的人工特征提取、特征选择、降维以及深度学习方法。机器学习算法通过提取到的特征进行异常检测、故障诊断及预测。最后，PHM技术根据故障诊断及预测状态制定维修决策，形成维修建议。总之，PHM技术通盘考虑了装备的状态监测、故障诊断、预测及维修决策等装备运维的关键过程，对于装备安全可靠运行意义重大[10]。

PHM技术能否实现可靠的故障诊断、预测以及合理的维修策略制定，取决于其核心的数据分析方法。传统的基于人工特征提取的数据分析方法需要依赖专家经验，且难以避免繁琐的人工参数设计，无法充分契合工业大数据的特性。浅层机器学习模型对装备非线性监测数据的学习表征能力有限。为了克服PHM的局限，研究人员需要开发新的解决方案，深度学习为此提供了一套深具潜力的理论方法体系。

2 工业装备PHM中的深度学习模型

近年来，深度学习(deep learning，简称DL)或深度神经网络(deep neural networks，简称DNN)越来

越受到各个领域研究人员的关注。通过利用多层神经网络的层次结构，以逐层处理的方式从数据中提取有效信息。深层结构保证了 DNN 对原始数据的多层次抽象表达，可以自动捕获海量数据中的复杂结构特征。鉴于其在特征学习方面的显著优势，DNN 有效弥补了人工特征提取方法无法自适应特征学习的劣势，在处理工业装备监测大数据中显现出巨大潜力和迫切需求。基于深度学习的装备 PHM 已经成为领域的研究热点[11-13]。

PHM 研究领域中主流的深度学习基本模型包括 DBN，AE，CNN，RNN 和 GAN。图 2 为上述典型深度学习模型的基本单元示意图。本节将重点介绍这些模型的原理及其在 PHM 领域中的典型应用，以阐明深度学习在工业装备 PHM 的研究现状。

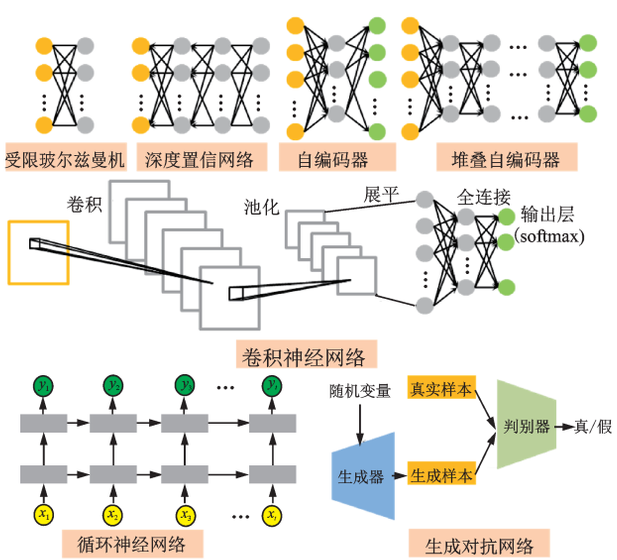


图 2　典型深度学习模型基本单元示意图

Fig.2　Illustration of the units in typical deep neural networks

2.1　深度置信网络

DBN 是第 1 个成功应用于 PHM 领域的深度学习模型，它由多个 RBM 堆叠形成。DBN 的顶层是无方向性的，其他层自上而下连接。DBN 的训练分为 2 个步骤：预训练和微调。预训练通过贪婪学习算法以自下而上的方式进行无监督学习。当网络通过预训练完成初始化，就可以通过有监督的方法利用标记数据对参数进行微调。DBN 中无监督逐层预训练可以构造一系列高度非线性的映射关系，这是从装备监测信号中提取健康状态信息的关键。

Tamilselvan 等[14]将 DBN 成功应用于航空发动机和电力变压器的健康状态分类任务中。Tran 等[15]利用 Teager-Kaiser 能量算子与小波变换对往复式压缩机阀门监测信号进行预处理，利用 DBN 对提取的统计特征进行机械状态诊断。Shao 等[16]利用粒子群算法（particle swarm optimization，简称 PSO）对 DBN 模型结构进行参数优化，并成功应用到滚动轴承故障诊断中。Guan 等[17]通过经验模态分解和样本熵提取原始信号中的故障特征分量，构建 DBN 模型准确识别了旋转机械转子系统中的不同健康状态。

2.2　自编码器

AE 是一种包含两阶段训练过程的无监督网络，在输出层实现对输入信号的重构。编码通过特征提取函数获得数据的隐状态，解码将隐状态映射回输入空间，获得数据的重建。与 RBM 类似，自动编码器可以通过堆叠形成深度模型，称之为堆叠自动编码器（stacked autoencoder，简称 SAE），其通过将上一层的隐状态作为下一层的输入，并以一种贪婪学习的方式逐层训练。在隐藏层维度大于输入层的超完备情况下，标准的 AE 常常面临无法从原始数据中学习到有用信息的困扰。因此，需要通过引入正则化或其他生成式建模方法对标准 AE 进行改进。常见的变种 AE 包括稀疏自编码器、降噪自编码器和变分自编码器等。

Verma 等[18]在空气压缩机故障诊断问题中提出了基于稀疏 AE 的特征学习方法，有效解决了传统 SVM 无法选择最优故障特征的难题。Lu 等[19]研究了堆叠降噪 AE 模型在滚动轴承故障诊断中的表现，认为该方法具有良好的抗噪声干扰能力。Oliaee 等[20]构建深度 AE 用于自适应的特征提取，成功诊断了燃气轮机故障。雷亚国等[21]构建深度降噪 AE，完成了多级齿轮传动系统中不同故障类型的识别。

2.3　卷积神经网络

作为在 PHM 领域应用最为广泛的深度学习模型，CNN 在处理具有网格状拓扑结构的数据方面显示出良好的效果。CNN 与标准 DNN 的关键区别在于参数共享，这使得模型可以在信号中不同的位置捕捉特定的特征。

CNN 模型起源于计算机视觉领域，用于处理 2 维图像数据。工业装备监测数据通常为 1 维时序数据。早期研究多数利用时频分析等技术将 1 维时序数据，如振动、温度、噪声等信号，转化为 2 维格式

数据。Hoang等[22]将1维轴承振动信号转化为2维格式,随后构建2维CNN模型进行故障诊断。Verstraete等[23]利用时频分析方法获取轴承振动信号的2维时频图像,进而利用2维CNN模型进行分类。Yoo等[24]采用连续小波变换提取原始信号中的时频图像,通过CNN模型学习图像中的健康指标,有效预测了轴承的剩余使用寿命。Aghazadeh等[25]构建CNN模型,从小波时频图谱中学习故障特征,完成了刀具磨损状态评估。

尽管从1维时序数据到2维格式数据的转换可以有效利用CNN模型,但信号处理环节增加了算法的复杂度,且信号处理参数设置也需要依靠专家经验。因此,更多的研究采用包含1维卷积核的CNN模型,建立端对端的PHM方法。Mo等[26]提出了一种基于1维变分卷积核的CNN模型,以增强更加重要的故障特征学习能力,在有限的机械故障数据下表现出更佳的性能。Wu等[27]提出了一种基于1维CNN的转子碰摩故障诊断方法,从转子系统的原始振动信号中主动学习有用的特征。Zhang等[28]基于1维CNN提出了一种Dense-Squeeze Network,用于列车转向架故障诊断。Kao等[29]提出一种小波包分解和1维CNN的永磁同步电机故障诊断方法,有效提取电流信号中的故障特征。

2.4 循环神经网络

RNN是一类包含反馈回路的深度学习模型,该类模型的优势在于可以保持之前单元的信息,因此能够从时间序列中捕捉长期的时间依赖关系,非常适用于时序数据,如自然语言和时间序列的处理。在训练过程中,隐藏单元根据当前输入在该时刻的激活和之前的隐藏状态依次更新。RNN仍然存在梯度消失或爆炸的问题,即在梯度传播回初始层的过程中,梯度会逐渐缩小并最终消失。另一方面,如果梯度大于1,它们会通过无数次的矩阵乘法累积起来,导致模型崩溃。长短时记忆(long short term memory,简称LSTM)网络和门控递归单元(gated recurrent unit,简称GRU)是RNN的变体,有助于缓解上述问题。

目前,RNN及其变体在工业装备故障诊断,尤其是故障预测方面已经存在诸多研究。Lei等[30]提出了一种基于LSTM的风力机多源时序数据特征学习方法,取得了理想的故障诊断精度。Zhao等[31]设计了一种增强双向GRU网络,并将其应用于机械装备健康状态监测。Zhao等[32]提出了基于胶囊神经网络和LSTM的双通道混合故障预测模型,有效避免了局部特征的空间关系丢失,提高了LSTM的预测精度。Huang等[33]利用双向LSTM网络同时处理发动机多传感器与多工况数据,取得了较为先进的预测精度。针对LSTM算法复杂度高、无法部署到边缘计算设备上的问题,Xu等[34]提出了一种基于知识蒸馏和LSTM的机械装备故障预测方法。

2.5 生成对抗神经网络

GAN通常由判别器和生成器组成。作为模型的生成部分,生成器主要学习输入的分布并创建假数据。判别器的作用在于同时接受真实数据与生成器创建的假数据,并识别数据的真实性。GAN中的对抗部分主要由生成器与判别器以博弈的方式开展,训练过程类似于博弈论中判别器与生成器之间的最小最大双人博弈。原始GAN模型在生成器与判别器中完全使用全连接层,最近的研究开发了诸多基于AE,CNN以及RNN架构的变种GAN模型。工业装备PHM领域也涌现出大量基于GAN的研究[35-40]。

2.6 其他深度学习模型

除了上述代表性深度学习模型之外,工业装备PHM领域也用到了其他类型的深度学习模型,这类研究通常基于典型深度学习单元进行改进,使之适用于特定的PHM任务。

Zhu等[41]受动态路由胶囊网的启发,提出了一个具有Inception block和回归分支的新型胶囊网络,在轴承故障诊断案例中,所提模型相较于传统方法和最先进的CNN模型具有更强的泛化能力。Zhao等[42]开发一个变体深度残差网络(deep residual networks,简称DRN)模型,在DRN前融合动态加权小波系数层,提高对行星齿轮箱故障本质信息的挖掘。Liu等[43]针对电机故障信号的非平稳特性,设计了一种基于多尺度核的残差CNN模型,以获取电机轴承故障深层及分层的多模式故障特征,在5种典型电机故障中取得了优越的诊断结果。He等[44]为了捕捉风力发电机SCADA数据中每个传感器变量内部复杂的时间相关性和不同传感器变量之间的空间相关性,提出了一种时空多尺度深度学习模型,首先基于回声状态网络(echo state network,简称ESN)提取多尺度时间信息,再利用多尺度残差模型提取多尺度空间特征,所提模型有效性在实际风电场SCADA数据中得到验证。Li等[45]研究了基于

拓扑结构数据的图卷积神经网络（graph convolutional networks，简称GCN）的机械装备故障诊断方法，借助于GCN在非欧几里得空间的图数据处理中的特征表示能力，验证了所提方法在机械故障诊断中的有效性。Zhao等[46]开发了一种基于新型半监督图卷积深度信念网络模型的机电系统智能故障诊断方法，采用标记和无标记的样本来设计自适应局部图学习方法，在电机轴承系统诊断案例中，仅用10%的标记训练数据达到98.66%的诊断精度。

3　深度学习在工业装备PHM的应用

3.1　深度学习在异常检测方面的应用

工业装备异常检测重点关注如何利用在线监测数据，准确、稳定地检测异常及早期故障。在线异常检测有助于避免停机检修而造成的损失。不同于故障诊断的故障归类与原因分析，异常监测侧重于健康状态之外的装备异常状态报警。因此，异常检测模型训练无需大量典型标定的各类故障模式数据，可以仅通过正常数据进行无监督训练，异常监测在工业装备PHM中具有较强的工程环境适用性和明确的应用需求。

戴俊等[47]针对机械装备故障样本获取困难的问题，提出了一种基于GAN和SAE的异常检测方法，仅利用正常数据进行模型训练，有效监测装备未知异常状态。毛文涛等[48]从时域数据异常检测的角度，利用深度迁移自编码器提取轴承早期故障特征，基于正常数据排列熵确定报警阈值，有效识别轴承异常状态。向玲等[49]提出一种融合CNN和LSTM的级联深度学习模型，分析华北某风电场SCADA系统数据，监测了风力机齿轮箱的温度异常。许勇等[50]综合了DBN，CNN和RNN等深度学习模型在核电设备状态监测与异常监测中的应用，检测了给水管道、泵以及稳压器安全阀等设备的异常状态。Miele等[51]提出一种新型风力发电机SCADA数据的无监督异常检测框架，利用图卷积SAE处理多源时域序列，有效捕获多变量信号之间的非线性关系，提升了SAE无监督特征学习能力和对异常状态的敏感程度。Xiang等[52]提出了一种基于CNN和双向门控循环单元的深度学习模型，用于风力机时空特征提取和早期异常状态检测。Wang等[53]提出了一种基于变分模态分解和SAE的异常检测方法，通过观测深度SAE重构误差，有效检测了水轮发电机组异常状态。Yang等[54]将深度学习用于航天器遥测数据异常检测中，将LSTM非线性模型与多尺度异常检测策略相结合，在NASA基准航天器数据和北斗导航卫星时钟数据中验证了方法的有效性。

3.2　深度学习在故障诊断方面的应用

故障诊断是保障工业装备安全可靠运行的关键环节。基于深度学习的故障诊断方法通过引入更深、更复杂的网络结构捕捉监测数据中的高阶、抽象特征信息，从而准确识别装备的健康状态，实现装备故障监测数据的在线诊断。

考虑工业装备现场运行环境特点及装备故障诊断本身的复杂特性，以数据为核心的深度学习方法需要考虑以下问题：①装备监测数据通常来自于多源传感器，不同测点、不同类型的监测数据可以从不同维度反映装备健康状态；②由于高可靠性要求，工业装备通常在健康状态条件下运行，监测数据表现出非平衡特点，典型故障数据往往极其有限；③深度学习模型通常假设训练数据和部署场景中的测试数据遵从独立同分布，然而工业装备运行工况，如转速和载荷等复杂多变，往往造成训练数据与测试数据间的分布漂移，制约了深度学习模型的诊断精度；④以旋转机械为代表的装备机械结构复杂，故障部件距离传感器安装位置具有较长的传递路径，故障信号往往表现出故障模式复杂、低信噪比及非平稳等特点，单一深度学习模型面临结构单一、特征提取能力不足的问题。

目前，相关研究充分考虑上述实际应用问题，主要聚焦信息融合下的深度学习故障诊断、考虑数据非平衡的深度学习故障诊断、基于小样本学习的深度学习故障诊断、复杂变工况下的深度学习故障诊断、基于领域自适应的深度学习故障诊断以及基于深度集成学习故障诊断等方面。

3.2.1　信息融合下的深度学习故障诊断

信息融合下的故障诊断旨在融合并利用多源传感器数据，在数据层、特征层以及决策层不同层级上对数据和信息进行关联、相关和综合，从而提高了模型算法的故障诊断能力。Zhang等[55]提出了一种考虑数据层融合和特征层融合的多层次深度信息融合诊断框架，成功应用于实际离心式鼓风机故障诊断中。Zhang等[56]提出了一种基于信息融合和深度学习的质子交换膜燃料电池故障诊断方法，通过反向传播神经网络将原始测量信号转换为特征映射，进行特征层信息融合，然后输入基于InceptionNet的CNN实现故障分类。Gültekin等[57]利用自动转运

车电机上的多源声音和振动监测信号，构建了一种基于LeNet5的多源信息融合深度模型，用于车辆故障的识别诊断。Shao等[58]基于Morlet小波函数的SAE模型，提出了一种灵活加权融合策略的多源传感数据信息融合方法，在行星齿轮箱故障诊断案例中进行了验证。

3.2.2 考虑数据非平衡的深度学习故障诊断

在模型层面，考虑数据非平衡的深度学习故障诊断研究通过设计新的损失函数和模型结构来关注数据中的少数类别。Jia等[59]通过改进损失函数，设计了一种深度归一化CNN模型，解决了不平衡数据的机械故障诊断问题。Geng等[60]在深度残差学习模型中，提出一种不平衡加权交叉熵的损失函数，通过增加少数群体的权重来解决列车转向架故障数据不平衡的问题。Zhao等[61]构建了一种基于拉普拉斯正则化的SAE模型，可从非平衡数据中少量故障样本获取故障特征信息，增强模型对旋转机械故障诊断的能力。Zhao等[62]提出了一种基于批量归一化和指数移动平均的归一化CNN模型，可以有效地改善数据不平衡情况下的故障分类精度。在数据层面，数据增强是解决非平衡故障诊断的一类主要方法。Zhang等[63]构建了一种融合DBN模型和合成少数类过采样技术(synthetic minority oversampling technique，简称SMOTE)的故障诊断框架，对混合动力电车燃料电池系统4种健康状态识别准确率达到100%。Jiang等[64]通过融合GAN、马氏距离和欧几里得距离，提出了一种数据增强策略以生成高质量故障样本。Zhang等[65]利用Wasserstein GAN扩充少数类样本，提升机械故障诊断模型性能。

3.2.3 基于小样本学习的深度学习故障诊断

在实际工业故障诊断任务中，装备故障数据极其有限，基于小样本学习的深度故障诊断方法在此情况下显现出优势。深度学习框架下的小样本学习方法通常基于原型网络[66]、匹配网络[67]、孪生网络[68]以及关系网络[69]开展。Zhang等[70]基于孪生网络模型，讨论了小样本学习下的轴承故障诊断方法，通过度量输入样本对之间的距离来确定它们的相似性，进而识别样本故障类型。Wu等[71]利用关系网络开发了一种小样本迁移学习方法，以解决设备在不同工况下的故障样本匮乏的问题。Ding等[72]设计了一种元学习模型，通过元CNN和元门控循环单元来解决小样本的机械装备故障诊断问题。

3.2.4 复杂变工况下的深度学习故障诊断

由于工业装备在实际运行环境中工况多变，外部环境，如温度、压力和背景噪声等难以预测，从而引入不确定性因素。数据驱动下的深度学习故障诊断模型通常假设训练数据与测试数据独立同分布，因此在特定工况数据下的训练得到的模型难以准确诊断不同工况下的监测数据。复杂变工况致使的数据分布漂移是制约深度学习故障诊断模型的一个关键因素。国内外学者对此展开了深入研究，主要方法概括如下：①通过信号预处理降低工况变化致使的数据分布漂移；②利用迁移学习方法，主要包括领域自适应与预训练-微调策略，将已知工况下的诊断知识迁移到目标工况，降低工况变化对模型的干扰；③研究对工况变化鲁棒且泛化的深度学习故障诊断模型。Ji等[73]提出了一种融合阶次跟踪和1维CNN模型，处理变转速工况下故障诊断问题，通过阶次跟踪预处理，可以将不同转速下的监测数据进行重采样，避免了转速变化引起的数据分布漂移。Wen等[74]设计了一种基于SAE的深度迁移学习模型，通过最小化最大均值差异(maximum mean discrepancy，简称MMD)降低深度学习模型对不同工况下监测数据的表示差异，提高了不同工况下的滚动轴承诊断精度。Chen等[75]提出了一种对抗迁移网络模型，利用对抗训练最小化不同转速条件下的数据分布差异，用于旋转机械不同转速下的迁移诊断。Shao等[76]采用从预训练到模型微调的迁移学习方法，提出一种融合改进CNN模型和热力图的转子轴承系统跨工况故障诊断方法。Han等[77]基于对抗训练与度量学习，在深度学习框架下提出了一种泛化网络，处理未知工况下的旋转机械故障诊断问题，所提模型对未知工况表现出良好的泛化性能。

3.2.5 基于领域自适应的深度学习故障诊断

作为迁移学习理论方法的一个重要分支，领域自适应方法不仅可以解决深度学习模型在不同工况下的故障诊断问题，在处理其他故障诊断难题时也表现出潜在优势，例如不同传感器测点间的迁移诊断问题和不同装备间的迁移诊断问题。深度学习下的领域自适应故障诊断方法核心思想为不同域下的数据、特征等层面的分布适配，减小领域差异。目前，主流的领域自适应深度学习故障诊断方法可以划分为MMD最小化和对抗训练。Lu等[78]在深度学习模型中考虑样本特征分布的MMD优化问题，并在轴承与齿轮箱不同工况下的诊断试验中进行了方法验证。Li等[79]在深度CNN模型基础上提出了一种多层领域自适应方法，通过在模型多层结构上最小化不同域特征分布MMD，进一步提高了轴承

振动信号在不同工况下的分布适配准确性。Li等[80]通过对抗训练的方式对旋转机械不同传感器的数据进行领域自适应，解决了不同数据采集部位条件下的迁移故障诊断。Wang等[81]在不同工况下轴承故障诊断案例中对比研究了3种典型的领域自适应方法，即MMD最小化、对抗训练和自适应批处理归一化，验证了领域自适应方法在故障诊断中的应用价值。

3.2.6　基于深度集成学习的故障诊断

集成学习通过构建并以一定策略集成多个学习单元来完成学习任务，达到“博采众长”的目的。集成学习有望改善模型故障诊断能力，提高模型泛化性能。Shao等[82]提出了一种集成深度AE的智能故障诊断方法，相比于单体深度AE具有更高的诊断精度。Xu等[83]提出了一种基于CNN和随机森林集成学习的轴承故障诊断方法。Liang等[84]提出了一种基于DBN的改进深度集成方法用于滚动轴承故障诊断，通过使用权重矩阵对每个DBN进行投票，得到最终的诊断结果。Chen等[85]融合SAE与DBN得到集成学习模型，并将其应用到多源传感数据特征学习与故障诊断中。Ma等[86]提出了一种融合CNN，DBN和SAE的深度集成学习故障诊断方法，将多目标优化作为集成策略，实现了转子和轴承故障的有效诊断。

3.3　深度学习在故障预测方面的应用

故障诊断强调故障报警和故障类型及其原因的归类分析，而故障预测更加关注对工业装备潜在故障的早期预警，对装备未来状态退化趋势以及剩余使用寿命（remaining useful life，简称RUL）做出预测。装备当前运行健康状态数据和历史数据是故障预测的基础。故障预测的核心内容通常包括：①评估装备当前的健康状态，构建健康指标（health indicator，简称HI），分析装备可能出现的退化趋势；②估计未来故障发生的时间以及预测装备RUL。

深度学习是一类最先进的数据驱动故障预测方法。在HI构建方面，赵光权等[87]针对传统轴承RUL预测中健康指标构建依赖专家经验的问题，设计了一种基于降噪SAE的无监督自适应HI构建方法。Fan等[88]利用门递归单元CNN分析锂离子电池恒流-恒压充电数据，实现了电池健康状态的准确评估。Gong等[89]提出一种融合深度神经网络，包含2维卷积模块、轻量子空间注意机制模块和循环单元模块，提取锂离子电池循环充电数据中的退化特征，有效评估电池健康状态。Peng等[90]基于DBN建立系统故障特征表示，将退化状态与故障状态之间的距离作为HI，利用粒子滤波算法进行RUL预测，该方法在发动机故障预测中表现出卓越性能。Pan等[91]提出一种基于DBN和自组织映射的性能退化评估方法，能有效实现多源振动信号的自适应降噪与融合，并将最小量化误差作为HI来预测风力机变速箱早期故障。She等[92]设计了一种指数衰减学习率的多通道CNN模型，提取滚动轴承的磨损特征作为HI。Chen等[93]提出了一种深度卷积自编码器模型自适应构建滚动轴承HI。Huang等[94]利用双向LSTM网络自适应提取、旋转、融合原始监测信号中的磨损特征，构建计算机数控铣床HI。

工业装备HI构建是RUL预测的基础，合适的HI构建方法可以有效保障后续故障预测精度。研究表明，深度学习在工业装备HI构建方面的优越性能，既能有效避免HI构建过分依赖专家经验和人工特征提取的弊端，也能保证提取的HI可以有效反映装备退化趋势。

准确地进行RUL预测为确定装备最佳维护时间提供依据，以实现经济性运维的目的。传统的基于物理退化模型的RUL预测方法需要考虑装备内部失效机理，在实际复杂工业装备中的应用局限性较大。数据驱动方法可以直接从状态监测数据中挖掘健康状态特征变化规律，从而实现RUL预测。深度学习框架下的数据驱动RUL预测方法具有良好的应用前景。

Listou-Ellefsen等[95]综合考虑监督学习和无监督学习的优势，提出了一种半监督的深度学习RUL预测方法，其有效性在C-MAPSS推进系统退化数据中得到验证。Chen等[96]提出了一种基于门控循环单元的RNN模型，能够有效预测发动机推进系统RUL。Li等[97]设计了一种多尺度特征CNN模型，用于C-MAPSS推进系统退化数据RUL预测。Al-Dulaimi等[98]设计了一种混合深度神经网络RUL预测模型，通过并行计算的方式集成CNN和LSTM，以获取不同预测场景下更优的泛化性能。Wang等[99]提出一种多尺度卷积注意力网络（multi-scale convolutional attention network，简称MS-CAN）来预测机械装备RUL，其中注意力模块可以有效融合多源传感器数据，多尺度学习策略可以捕获信号中不同尺度的退化特征，所提方法有效性在刀具退化数据中得到验证。针对现有深度学习模型在RUL预测中只能提供点估计的问题，Lin等[100]研

究了贝叶斯深度学习(Bayesian deep learning，简称BDL)框架下的RUL预测方法，有效量化不确定性并进行校准，成功应用于C-MAPSS推进系统和锂离子电池退化数据RUL预测。

除了上述研究广泛采用的开源数据集，如商用模块化航空推进系统仿真数据(C-MAPSS-Data)[101]、美国国家航空航天局锂离子电池循环老化数据(NASA Ames Prognostics Data)[102]等，西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室开源了轴承加速退化试验数据，该数据集包含15个滚动轴承从健康到失效的全生命周期监测数据，已经被国内外学者广泛用于算法测试[103]。

4 深度学习在工业装备PHM的挑战与展望

随着工业装备PHM领域步入大数据时代，对模型算法的智能化程度与自适应性的要求日益提高，基于数据驱动的PHM理论方法研究也在不断发展完善。然而，鉴于工业装备PHM应用环境的复杂性与特殊性，将深度学习理论方法灵活应用于工程实际问题仍然面临许多新的挑战。

1) 深度学习通常立足数据为王，工业装备监测数据质量普遍较差，具体表现为数据噪声、缺失、异常以及延迟等特点，深度学习方法难以从低质量数据中有效挖掘装备健康状态特征信息。此外，工业装备监测数据具有多源异构的特点，信号测点采样形式多样，一致性差，随机因素干扰严重，这些均大大增加了深度学习PHM方法的应用难度。

2) 现有基于深度学习的工业装备PHM决策模型通常以纯数据驱动的方式执行，其训练学习方式无法考虑目标对象的物理知识，因此训练所得模型非常脆弱，其普适性与鲁棒性能难以保证。

3) 深度学习的工业装备PHM方法通常基于闭环假设，即仅能保证模型在已知可见数据中的效果。对于已知分布外(out-of-distribution，简称OOD)数据，模型通常表现出较差的泛化性能。尽管迁移学习可以有效解决领域分布漂移的问题，但其仍然需要获取特定的目标域数据，在工程实际应用中存在一定局限性。

4) 深度学习的工业装备PHM方法目前仍处于“黑箱模型”阶段，模型的可解释性一直是制约深度学习方法安全可靠性应用的关键问题。“收集数据-模型调参”的训练模式无法清晰解释模型参数物理含义，无法由模型输出诊断结果准确溯源到故障原始特征及故障原因。

5) 在工程实际中，无论是故障诊断还是故障预测，不确定性问题始终存在。利用深度学习的工业装备PHM方法大多为确定性表达。在确定性表达的深度学习模型中，模型输出的准确性与可靠性难以评价，高维数据、噪声、不确定的输入数据以及有限的模型知识往往造成误诊断，模型智能诊断及预测结果的不确定性难以评估。

针对上述深度学习的工业装备PHM研究难点与挑战，未来的研究方向总结如下。

1) 工业装备监测数据质量保障方法研究与数据标准化。建立监测数据质量保障方法体系可以有效提高以深度学习为代表的PHM方法在工程实际问题中的适应性，成为本领域的首要问题。监测数据质量保障需要综合考虑数据规整、数据清洗以及数据恢复方法。针对特定装备和特定监测物理量，制定数据监测、传输及存储相关标准，为工业装备PHM技术高效可靠应用夯实数据基础。

2) 知识驱动与数据驱动融合的深度学习PHM理论方法研究。将领域知识以及物理模型形成约束融入深度学习之中，有助于提高模型的普适性与鲁棒性。近年来，内嵌物理知识的神经网络(physics-informed neural networks，简称PINN)将物理偏微分方程嵌入神经网络中进行学习求解，有效提高了模型的泛化能力，保证了模型所学特征符合物理规律，弥补了纯数据驱动方法的劣势。以PINN为代表的知识驱动与数据驱动的融合方法给工业装备PHM带来了新的思路。

3) 高可信深度学习PHM框架构建。高可信PHM框架旨在通过结合统计学、不确定性量化和概率建模等方法，缓解深度学习不可解释的弊端，提高PHM模型的安全性和可靠性，最终实现高可信智能决策。图3给出了高可信深度学习PHM框架示意

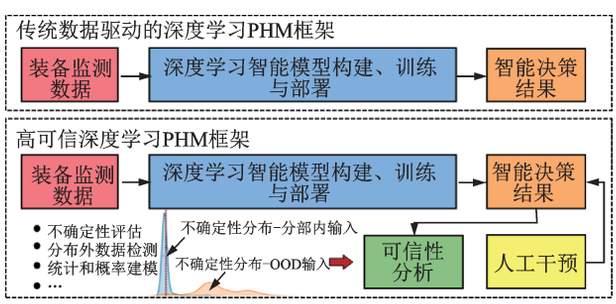


图3 高可信深度学习PHM框架示意图

Fig.3 Illustration of the deep learning-based trustworthy PHM framework

图。开展深度学习模型不确定性评估，通过不确定性度量模型智能决策结果的可信程度；开展 OOD 数据检测，及时预警并剔除 OOD 数据，避免深度学习 PHM 模型做出错误的决策；基于统计和概率建模，评估深度学习模型的可靠性，避免在特定 PHM 任务中过分信任深度学习模型带来的风险。

5　结束语

围绕深度学习开展了工业装备 PHM 研究综述，对工业装备 PHM 中的典型深度学习模型进行介绍和总结。围绕工业装备 PHM 中的 3 个核心问题，即异常检测、故障诊断与故障预测，总结了深度学习相关的国内外研究现状和代表性工作。探讨了现有深度学习 PHM 研究中存在的问题与挑战，并从夯实数据基础、知识驱动与数据驱动融合和高可信 PHM 框架构建等方面进行展望，推动深度学习的工业装备 PHM 理论方法研究进一步向工程实际应用转化。

参　考　文　献

[1] LEE J, WU F, ZHAO W, et al. Prognostics and health management design for rotary machinery systems-reviews, methodology and applications[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2014, 42(1): 314-334.

[2] HINTON G E, OSINDERO S, TEH Y W. A fast learning algorithm for deep belief nets[J]. Neural Computation, 2006, 18(7): 1527-1554.

[3] HINTON G E, SALAKHUTDINOV R R. Reducing the dimensionality of data with neural networks[J]. Science, 2006, 313(5786): 504-507.

[4] VOULODIMOS A, DOULAMIS N, DOULAMIS A, et al. Deep learning for computer vision: a brief review[J]. Computational Intelligence and Neuroscience, 2018, 2018: 7068349.

[5] RAZZAK M I, NAZ S, ZAIB A. Deep learning for medical image processing: overview, challenges and the future BT - classification in bioapps: automation of decision making [M]. Cham: Springer International Publishing, 2018: 323-350.

[6] OTTER D W, MEDINA J R, KALITA J K. A survey of the usages of deep learning for natural language processing[J]. IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems, 2021, 32(2): 604-624.

[7] BAKATOR M, RADOSAV D. Deep learning and medical diagnosis: a review of literature[J]. Multimodal Technologies and Interaction, 2018, 2(3): 47.

[8] WEI J, HE J, CHEN K, et al. Collaborative filtering and deep learning based recommendation system for cold start items[J]. Expert Systems with Applications, 2017, 69: 2939.

[9] 蒋觉义，李璠，曾照洋. 故障预测与健康管理标准体系研究[J]. 测控技术，2013，32(11)：1-5，9.
JIANG Jueyi, LI Fan, ZENG Zhaoyang. Research on standard architecture of prognostics and health management[J]. Measurement & Control Technology, 2013, 32(11): 1-5, 9.(in Chinese)

[10] LI R, VERHAGEN W J C, CURRAN R. A systematic methodology for prognostic and health management system architecture definition[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2020, 193: 106598.

[11] REZAEIANJOUYBARI B, SHANG Y. Deep learning for prognostics and health management: state of the art, challenges, and opportunities[J]. Measurement, 2020, 163: 107929.

[12] LEI Y, YANG B, JIANG X, et al. Applications of machine learning to machine fault diagnosis: a review and roadmap[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 138: 106587.

[13] FINK O, WANG Q, SVENSÉN M, et al. Potential, challenges and future directions for deep learning in prognostics and health management applications[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2020, 92: 103678.

[14] TAMILSELVAN P, WANG P. Failure diagnosis using deep belief learning based health state classification [J]. Reliability Engineering & System Safety, 2013, 115: 124-135.

[15] TRAN V T, ALTHOBIANI F, BALL A. An approach to fault diagnosis of reciprocating compressor valves using Teager - Kaiser energy operator and deep belief networks[J]. Expert Systems with Applications, 2014, 41(9): 4113-4122.

[16] SHAO H, JIANG H, ZHANG X, et al. Rolling bearing fault diagnosis using an optimization deep belief network [J]. Measurement Science and Technology, 2015, 26(11): 115002.

[17] GUAN Z, LIAO Z, LI K, et al. A precise diagnosis method of structural faults of rotating machinery based on combination of empirical mode decomposition, sample entropy, and deep belief network[J]. Sensors, 2019, 19(3): 591.

[18] VERMA N K, GUPTA V K, SHARMA M, et al. Intelligent condition based monitoring of rotating machines using sparse auto-encoders[C]//2013 IEEE Conference on Prognostics and Health Management

(PHM).[S.l.]:IEEE,2013.

[19] LU C, WANG Z Y, QIN W L, et al. Fault diagnosis of rotary machinery components using a stacked denoising autoencoder-based health state identification [J]. Signal Processing, 2017, 130: 377-388.

[20] OLIAEE S M E, SHOOREHDELI M A, TESHNEHLAB M. Faults detecting of high-dimension gas turbine by stacking DNN and LLM[C]//2018 6th Iranian Joint Congress on Fuzzy and Intelligent Systems (CFIS). Kerman, Iran:IEEE,2018.

[21] 雷亚国, 贾峰, 周昕,等. 基于深度学习理论的机械装备大数据健康监测方法[J]. 机械工程学报, 2015, 51(21): 49-56.
LEI Yaguo, JIA Feng, ZHOU Xin, et al. A Deep learning-based method for machinery health monitoring with big data[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(21): 49-56.(in Chinese)

[22] HOANG D T, KANG H J. Convolutional neural network based bearing fault diagnosis[C]//International Conference on Intelligent Computing. Cham: Springer, 2017.

[23] VERSTRAETE D, FERRADA A, DROGUETT E L, et al. Deep learning enabled fault diagnosis using time-frequency image analysis of rolling element bearings [J]. Shock and Vibration, 2017, 2017: 5067651.

[24] YOO Y, BAEK J G. A novel image feature for the remaining useful lifetime prediction of bearings based on continuous wavelet transform and convolutional neural network[J]. Applied Sciences, 2018, 8(7): 1102.

[25] AGHAZADEH F, TAHAN A, THOMAS M. Tool condition monitoring using spectral subtraction and convolutional neural networks in milling process [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018, 98(9): 3217-3227.

[26] MO Z, ZHANG Z, TSUI K L. The variational kernel-based 1-D convolutional neural network for machinery fault diagnosis[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2021, 70: 1-10.

[27] WU X, PENG Z, REN J, et al. Rub-impact fault diagnosis of rotating machinery based on 1-D convolutional neural networks[J]. IEEE Sensors Journal, 2020, 20(15): 8349-8363.

[28] ZHANG Y, QIN N, HUANG D, et al. High-accuracy and adaptive fault diagnosis of high-speed train bogie using dense-squeeze network[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022, 71(3): 2501-2510.

[29] KAO I H, WANG W J, LAI Y H, et al. Analysis of permanent magnet synchronous motor fault diagnosis based on learning[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2019, 68(2): 310-324.

[30] LEI J, LIU C, JIANG D. Fault diagnosis of wind turbine based on long short-term memory networks[J]. Renewable Energy, 2019, 133: 422-432.

[31] ZHAO R, WANG D, YAN R, et al. Machine health monitoring using local feature-based gated recurrent unit networks[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 65(2): 1539-1548.

[32] ZHAO C, HUANG X, LI Y, et al. A novel cap-LSTM model for remaining useful life prediction[J]. IEEE Sensors Journal, 2021, 21(20): 23498-23509.

[33] HUANG C G, HUANG H Z, LI Y F. A bidirectional LSTM prognostics method under multiple operational conditions[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 66(11): 8792-8802.

[34] XU Q, CHEN Z, WU K, et al. KDnet-RUL: a knowledge distillation framework to compress deep neural networks for machine remaining useful life prediction[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2022, 69(2): 2022-2032.

[35] WAN W, HE S, CHEN J, et al. QSCGAN: an unsupervised quick self-attention convolutional GAN for LRE bearing fault diagnosis under limited label-lacked data [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2021, 70: 1-16.

[36] GUO Q, LI Y, SONG Y, et al. Intelligent fault diagnosis method based on full 1-D convolutional generative adversarial network[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2020, 16(3): 2044-2053.

[37] DIXIT S, VERMA N K, GHOSH A K. Intelligent fault diagnosis of rotary machines: conditional auxiliary classifier GAN coupled with meta learning using limited data [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2021, 70: 3517811.

[38] YANG J, LIU J, XIE J, et al. Conditional GAN and 2-D CNN for bearing fault diagnosis with small samples [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2021, 70: 1-12.

[39] LIU H, ZHAO H, WANG J, et al. LSTM-GAN-AE: a promising approach for fault diagnosis in machine health monitoring[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2022, 71: 1-13.

[40] WANG R, CHEN Z, ZHANG S, et al. Dual-attention generative adversarial networks for fault diagnosis under the class-imbalanced conditions[J]. IEEE Sensors Journal, 2022, 22(2): 1474-1485.

[41] ZHU Z, PENG G, CHEN Y, et al. A convolutional neural network based on a capsule network with strong generalization for bearing fault diagnosis[J]. Neurocomputing,

2019, 323: 62-75.

[42] ZHAO M, KANG M, TANG B, et al. Deep residual networks with dynamically weighted wavelet coefficients for fault diagnosis of planetary gearboxes [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 65(5): 4290-4300.

[43] LIU R, WANG F, YANG B, et al. Multiscale kernel based residual convolutional neural network for motor fault diagnosis under nonstationary conditions[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2020, 16(6): 3797-3806.

[44] HE Q, PANG Y, JIANG G, et al. A spatio-temporal multiscale neural network approach for wind turbine fault diagnosis with imbalanced SCADA data[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2021, 17(10): 6875-6884.

[45] LI T, ZHAO Z, SUN C, et al. Multireceptive field graph convolutional networks for machine fault diagnosis [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2021, 68(12): 12739-12749.

[46] ZHAO X, JIA M, LIU Z. Semisupervised graph convolution deep belief network for fault diagnosis of electormechanical system with limited labeled data[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2021, 17(8): 5450-5460.

[47] 戴俊, 王俊, 朱忠奎,等. 基于生成对抗网络和自动编码器的机械系统异常检测[J]. 仪器仪表学报, 2019, 40(9): 16-26.
DAI Jun, WANG Jun, ZHU Zhongkui, et al. Anomaly detection of mechanical systems based on generative adversarial network and auto-encoder[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2019, 40(9): 16-26.(in Chinese)

[48] 毛文涛, 田思雨, 窦智, 等. 一种基于深度迁移学习的滚动轴承早期故障在线检测方法[J]. 自动化学报, 2022, 48(1): 302-314.
MAO Wentao, TIAN Siyu, DOU Zhi, et al. A new deep transfer learning-based online detection method of rolling bearing early fault[J]. Acta Automatica Sinica, 2022, 48(1): 302-314.(in Chinese)

[49] 向玲, 王朋鹤, 李京蓄. 基于CNN-LSTM的风电机组异常状态检测[J]. 振动与冲击, 2021, 40(22): 11-17.
XIANG Ling, WANG Penghe, LI Jingxu. Abnormal state detection of wind turbines based on CNN-LSTM [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(22): 11-17.(in Chinese)

[50] 许勇, 蔡云泽, 宋林. 基于数据驱动的核电设备状态评估研究综述[J]. 上海交通大学学报, 2022, 56(3): 267-278.
XU Yong, CAI Yunze, SONG Lin. Review of research on condition assessment of nuclear power plant equipment based on data-driven[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2022, 56(3): 267-278.(in Chinese)

[51] MIELE E S, BONACINA F, CORSINI A. Deep anomaly detection in horizontal axis wind turbines using graph convolutional autoencoders for multivariate time series[J]. Energy and AI, 2022, 8: 100145.

[52] XIANG L, YANG X, HU A, et al. Condition monitoring and anomaly detection of wind turbine based on cascaded and bidirectional deep learning networks [J]. Applied Energy, 2022, 305: 117925.

[53] WANG H, LIU X, MA L, et al. Anomaly detection for hydropower turbine unit based on variational modal decomposition and deep autoencoder[J]. Energy Reports, 2021, 7: 938-946.

[54] YANG L, MA Y, ZENG F, et al. Improved deep learning based telemetry data anomaly detection to enhance spacecraft operation reliability[J]. Microelectronics Reliability, 2021, 126: 114311.

[55] ZHANG Y, LI C, WANG R, et al. A novel fault diagnosis method based on multi-level information fusion and hierarchical adaptive convolutional neural networks for centrifugal blowers [J]. Measurement, 2021, 185: 109970.

[56] ZHANG X, GUO X. Fault diagnosis of proton exchange membrane fuel cell system of tram based on information fusion and deep learning [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(60): 30828-30840.

[57] GÜLTEKIN Ö, CINAR E, ÖZKAN K, et al. Multisensory data fusion-based deep learning approach for fault diagnosis of an industrial autonomous transfer vehicle [J]. Expert Systems with Applications, 2022, 200: 117055.

[58] SHAO H, LIN J, ZHANG L, et al. A novel approach of multisensory fusion to collaborative fault diagnosis in maintenance[J]. Information Fusion, 2021, 74: 65-76.

[59] JIA F, LEI Y, LU N, et al. Deep normalized convolutional neural network for imbalanced fault classification of machinery and its understanding via visualization [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 110: 349-367.

[60] GENG Y, WANG Z, JIA L, et al. Bogie fault diagnosis under variable operating conditions based on fast kurtogram and deep residual learning towards imbalanced data[J]. Measurement, 2020, 166: 108191.

[61] ZHAO X, JIA M, LIN M. Deep laplacian auto-

encoder and its application into imbalanced fault diagnosis of rotating machinery[J]. Measurement, 2020, 152: 107320.

[62] ZHAO B, ZHANG X, LI H, et al. Intelligent fault diagnosis of rolling bearings based on normalized CNN considering data imbalance and variable working conditions[J]. Knowledge-Based Systems, 2020, 199: 105971.

[63] ZHANG X, ZHOU J, CHEN W. Data-driven fault diagnosis for PEMFC systems of hybrid tram based on deep learning [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2020, 45(24): 13483-13495.

[64] JIANG X, GE Z. Data augmentation classifier for imbalanced fault classification [J]. IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, 2021, 18(3): 1206-1217.

[65] ZHANG T, CHEN J, XIE J, et al. SASLN: signals augmented self-taught learning networks for mechanical fault diagnosis under small sample condition[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2021, 70: 1-11.

[66] SNELL J, SWERSKY K, ZEMEL R. Prototypical networks for few-shot learning[J]. Advances in Neural Information Processing Systems, 2017, 30: 1-11.

[67] VINYALS O, BLUNDELL C, LILLICRAP T, et al. Matching networks for one shot learning[J]. Advances in Neural Information Processing Systems, 2016, 29: 1-9.

[68] KOCH G, ZEMEL R, SALAKHUTDINOV R, et al. Siamese neural networks for one-shot image recognition [C]//ICML Deep Learning Workshop. France: ICML, 2015.

[69] SUNG F, YANG Y, ZHANG L, et al. Learning to compare: relation network for few-shot learning[C]// Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Salt Lake City: IEEE, 2018.

[70] ZHANG A, LI S, CUI Y, et al. Limited data rolling bearing fault diagnosis with few-shot learning[J]. IEEE Access, 2019, 7: 110895-110904.

[71] WU J, ZHAO Z, SUN C, et al. Few-shot transfer learning for intelligent fault diagnosis of machine [J]. Measurement, 2020, 166: 108202.

[72] DING P, JIA M, ZHAO X. Meta deep learning based rotating machinery health prognostics toward few-shot prognostics[J]. Applied Soft Computing, 2021, 104: 107211.

[73] JI M, PENG G, HE J, et al. A two-stage intelligent bearing-fault-diagnosis method using order-tracking and a one-dimensional convolutional neural network with variable speeds[J]. Sensors, 2021, 21(3): 675.

[74] WEN L, GAO L, LI X. A new deep transfer learning based on sparse auto-encoder for fault diagnosis [J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems, 2019, 49(1): 136-144.

[75] CHEN Z, HE G, LI J, et al. Domain adversarial transfer network for cross-domain fault diagnosis of rotary machinery[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2020, 69(11): 8702-8712.

[76] SHAO H, XIA M, HAN G, et al. Intelligent fault diagnosis of rotor-bearing system under varying working conditions with modified transfer convolutional neural network and thermal images[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2021, 17(5): 3488-3496.

[77] HAN T, LI Y F, QIAN M. A hybrid generalization network for intelligent fault diagnosis of rotating machinery under unseen working conditions[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2021, 70: 3520011.

[78] LU W, LIANG B, CHENG Y, et al. Deep model based domain adaptation for fault diagnosis[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 64(3): 2296-2305.

[79] LI X, ZHANG W, DING Q, et al. Multi-layer domain adaptation method for rolling bearing fault diagnosis[J]. Signal Processing, 2019, 157: 180-197.

[80] LI X, ZHANG W, DING Q, et al. Diagnosing rotating machines with weakly supervised data using deep transfer learning[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2020, 16(3): 1688-1697.

[81] WANG Q, MICHAU G, FINK O. Domain adaptive transfer learning for fault diagnosis[C]//2019 Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Paris). Paris: IEEE, 2019.

[82] SHAO H, JIANG H, LIN Y, et al. A novel method for intelligent fault diagnosis of rolling bearings using ensemble deep auto-encoders[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 102: 278-297.

[83] XU Y, LI Z, WANG S, et al. A hybrid deep-learning model for fault diagnosis of rolling bearings[J]. Measurement, 2021, 169: 108502.

[84] LIANG T, WU S, DUAN W, et al. Bearing fault diagnosis based on improved ensemble learning and deep belief network[C]//Journal of Physics: Conference Series. Hangzhou, China: IOP Publishing, 2018.

[85] CHEN Z, LI W. Multisensor feature fusion for bearing fault diagnosis using sparse autoencoder and deep belief network[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and

Measurement, 2017, 66(7): 1693-1702.

[86] MA S, CHU F. Ensemble deep learning-based fault diagnosis of rotor bearing systems[J]. Computers in Industry, 2019, 105: 143-152.

[87] 赵光权，刘小勇，姜泽东，等. 基于深度学习的轴承健康因子无监督构建方法[J]. 仪器仪表学报，2018, 39(6): 82-88.
ZHAO Guangquan, LIU Xiaoyong, JIANG Zedong, et al. Unsupervised health indicator of bearing based on deep learning[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2018, 39(6): 82-88.(in Chinese)

[88] FAN Y, XIAO F, LI C, et al. A novel deep learning framework for state of health estimation of lithium-ion battery[J]. Journal of Energy Storage, 2020, 32: 101741.

[89] GONG Q, WANG P, CHENG Z. An encoder-decoder model based on deep learning for state of health estimation of lithium-ion battery[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 46: 103804.

[90] PENG K, JIAO R, DONG J, et al. A deep belief network based health indicator construction and remaining useful life prediction using improved particle filter[J]. Neurocomputing, 2019, 361: 19-28.

[91] PAN Y, HONG R, CHEN J, et al. A hybrid DBN-SOM-PF-based prognostic approach of remaining useful life for wind turbine gearbox[J]. Renewable Energy, 2020, 152: 138-154.

[92] SHE D, JIA M. Wear indicator construction of rolling bearings based on multi-channel deep convolutional neural network with exponentially decaying learning rate [J]. Measurement, 2019, 135: 368-375.

[93] CHEN D, QIN Y, WANG Y, et al. Health indicator construction by quadratic function-based deep convolutional auto-encoder and its application into bearing RUL prediction[J]. ISA Transactions, 2021, 114: 44-56.

[94] HUANG C G, YIN X, HUANG H Z, et al. An enhanced deep learning-based fusion prognostic method for RUL prediction[J]. IEEE Transactions on Reliability, 2020, 69(3): 1097-1109.

[95] LISTOU-ELLEFSEN A, BJØRLYKHAUG E, ÆSØY V, et al. Remaining useful life predictions for turbofan engine degradation using semi-supervised deep architecture[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2019, 183: 240-251.

[96] CHEN J, JING H, CHANG Y, et al. Gated recurrent unit based recurrent neural network for remaining useful life prediction of nonlinear deterioration process[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2019, 185: 372-382.

[97] LI X, ZHANG W, DING Q. Deep learning-based remaining useful life estimation of bearings using multi-scale feature extraction[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2019, 182: 208-218.

[98] AL-DULAIMI A, ZABIHI S, ASIF A, et al. A multimodal and hybrid deep neural network model for remaining useful life estimation[J]. Computers in Industry, 2019, 108: 186-196.

[99] WANG B, LEI Y, LI N, et al. Multiscale convolutional attention network for predicting remaining useful life of machinery[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2021, 68(8): 7496-7504.

[100] LIN Y H, LI G H. A Bayesian deep learning framework for RUL prediction incorporating uncertainty quantification and calibration[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2022, 18(10): 7274-7284.

[101] VOLLERT S, THEISSLER A. Challenges of machine learning-based RUL prognosis: a review on NASA's C-MAPSS data set[C]//2021 26th IEEE International Conference on Emerging Technologies and Factory Automation (ETFA). Vasteras, Sweden: IEEE, 2021.

[102] EKER O F, CAMCI F, JENNIONS I K. Major challenges in prognostics: study on benchmarking prognostics datasets[C]//PHM Society European Conference. Dresden, Germany: PHM Society, 2012.

[103] 雷亚国，韩天宇，王彪，等. XJTU-SY滚动轴承加速寿命试验数据集解读[J]. 机械工程学报，2019, 55(16): 1-6.
LEI Yaguo, HAN Tianyu, WANG Biao, et al. XJTU-SY rolling element bearing accelerated life test datasets: a tutorial[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(16): 1-6.(in Chinese)



第一作者简介：李彦夫，男，1982年10月生，博士、教授、博士生导师。主要研究方向为系统可靠性评价、故障预测及维修优化方法。主持国家自然科学基金重点项目1项、科技部国家重点研发计划课题1项，承担了日本三菱重工、南方电网、中广核、法国阿尔斯通公司、法国电力公司等企业委托项目。获得IEEE高级会员、法国博士生导师等资格。担任《IEEE Transactions on Reliability》副主编、中国航空学报青年编委、中国系统工程学会可靠性分会常务理事、中国人工智能学会不确定性分会常务理事。
E-mail: liyanfu@tsinghua.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.002

耦合Helmholtz共振消声器的设计及参数分析*

韩　雷，　季宏丽，　裘进浩
（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　基于传统Helmholtz共振消声器提出了一种机械耦合式共振消声器结构，以改善传统共振消声器的声学性能。该消声器的共振腔中内置附加有质量块的柔性板结构，将共振腔分隔为上下2部分腔体。入射的声波激励起柔性板结构的振动，与上下腔体相互耦合形成新的2自由度系统，从而将传统Helmholtz共振器的共振峰一分为二。基于理论分析柔性板附加质量块，以使其振动特性更具有可调性。同时，借助有限元软件分析其结构参数对消声器声学特性的影响规律，并通过实验验证结构的有效性。

关键词　耦合Helmholtz消声器；柔性板结构；附加质量块；双传递损失峰；结构参数分析
中图分类号　TB535^{+}.2

引　言

传统的Helmholtz共振消声器通常由共振腔通过颈部与主管道连通构成，广泛用于低频噪声的抑制[1-6]。然而，由于Helmholtz共振器的谐振特性，消声器只有1个消声峰。因此，通常使用多个具有不同谐振频率的共振器相结合实现在较宽的频带范围内的噪声衰减[7-9]。Xu等[10]设计了一对串联组合的颈腔结构（颈-腔-颈-腔），能够在低频范围内产生2个谐振峰，并可以通过改变结构参数来控制消声峰频率，使双Helmholtz共振器串联结构成为理想的消声元件。此外，对内插颈[11]、圆形同心腔[12]、圆形非同心腔[13]以及内衬吸声材料[14]等物理参数对共振特性的影响也进行了相关研究。Griffin等[15]设计了一种由2个Helmholtz共振器和1个耦合元件组成的机械耦合Helmholtz共振器，可以在更大的带宽上实现噪声的衰减。

除上述无源方法外，还采用了无源-有源混合方法来拓展噪声衰减带宽。文献[16-17]开发了一种基于半主动控制定律改变共振腔内活塞位置以改变腔体体积，从而调整消声特性。Mcdonald等[18]提出了一种调控方式类似于Matsuhisa的自适应Helmholtz共振器，根据共振腔与主管道系统之间声压的相位关系同时调节共振腔体积和颈部长度。高林等[19]基于半主动控制算法对Helmholtz共振器的颈部横截面积进行调控，实现多个传递损失消声峰。

利用多个共振器相结合改善消声频带的方法大大增加了结构的体积。虽然无源-有源混合的方法可以有效地抑制低频噪声，但是控制系统中包含传感器、执行器、实时控制器、信号调节和功率放大器等部件，使噪声衰减系统的成本大幅提高[20]。因此，为了在不改变原有尺寸的情况下改善消声性能，笔者提出了一种在共振腔内安装有柔性板结构的机械耦合Helmholtz共振消声器。柔性板结构由轻薄的柔性面板及附加质量块组成，将共振腔分为上下2部分。入射声波激励起柔性板结构产生振动，使其成为上下2部分腔体之间的耦合元件。柔性板结构与上部腔体（背腔）相结合作为原系统的附加自由度，从而将原Helmholtz共振峰一分为二，有效地改善了传统Helmholtz共振消声器的声学性能。

1　耦合Helmholtz共振式消声器

基于传统共振消声器所提出的耦合Helmholtz共振式消声器模型如图1所示。将附加有质量块的柔性板结构放置在Helmholtz共振腔中，使共振腔分隔为上下2部分腔体（腔体1和腔体2）。腔体之间通过柔性板结构相互耦合，可以认为腔体2和柔性板结构组合为新的附加自由度系统，从而使传统Helmholtz共振器进化为2自由度共振系统。

共振腔内的柔性板附加有非对称形状的质量块，质量块可以是任何其他形状，如环形或圆柱形。

* 国家自然科学基金资助项目（11532006，51775267）；江苏省自然科学基金资助项目（BK20181286）；中央高校基本科研业务专项资金资助项目（NE2015001）；装备预研基金资助项目（61402100103）；江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目（KYLX16_0335）；江苏高校优势学科建设工程资助项目
收稿日期：2020-12-14；修回日期：2021-03-24

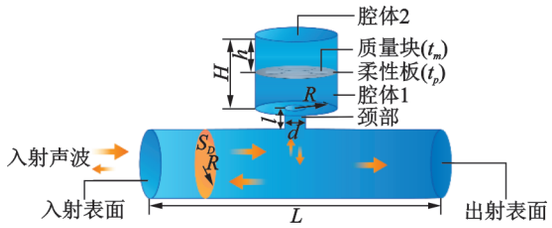


图 1　耦合 Helmholtz 共振消声器示意图

Fig.1　The diagram of the coupled Helmholtz resonance muffler

由于作为耦合元件的柔性板对上下腔体的共振具有直接影响，因此附加质量块的目的在于调整柔性板的振动特性，以期改变共振消声器的消声特性。图 2 所示为柔性板结构的示意图，4 个质量块完全相同且为半圆形，两两对称分布在柔性板两侧。对称分布的 2 个质量块的圆心与柔性板中心在同一直线上，且质量块之间圆心到圆心的距离为 $2(r+l_m)$。柔性板结构可以被入射声波激励产生振动，且其四周边界通过上下腔体的刚性壁夹紧为固支边界条件。柔性板与质量块之间的连接为刚性连接，消声器的固体结构部分均假定为声学刚性壁面。

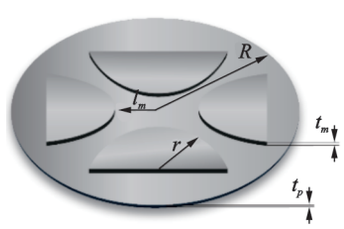


图 2　柔性板结构示意图

Fig.2　The diagram of the flexible plate with mass blocks

2　理论基础

由于管道尺寸远小于低频范围声波的工作波长，因此可以假定在管道中沿轴线方向传播的入射声波为平面波。耦合 Helmholtz 共振消声器的 2 维理论模型可以简化为如图 3 所示，其中数字标注的位置表示对应的截面，此处主要用于标明后续计算中管道内不同截面处的声学阻抗。

共振器的颈部和腔体 1 均可视为均匀截面管结构。基于上述平面波假设，颈部和腔体 1 对应的入口处的声学阻抗[21-22]可以分别表示为

$$Z_3=\frac{\rho c}{s}\frac{Z_4+\mathrm{j}\frac{\rho c}{s}\tan kl'}{\frac{\rho c}{s}+\mathrm{j}Z_4\tan kl'} \tag{1}$$

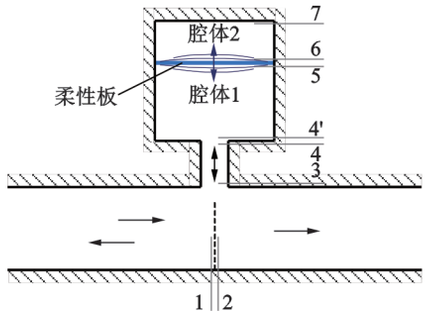


图 3　消声器 2 维理论模型

Fig.3　2D theoretical model of the muffler

$$Z_4'=\frac{\rho c}{S}\frac{Z_5+\mathrm{j}\frac{\rho c}{S}\tan\big(k(H-h)\big)}{\frac{\rho c}{S}+\mathrm{j}Z_5\tan\big(k(H-h)\big)} \tag{2}$$

其中：ρ 和 c 分别为空气密度和声速；k 为声波波数；s 和 S 分别为颈部和腔体的截面积；H 和 h 分别为共振腔总深度及腔体 2 的深度；Z_3，Z_4，Z_4' 和 Z_5 分别为截面 3，4，4′和 5 处对应的声阻抗；$l'=l+t_w+0.85d$ 为颈部的声学长度[21]；t_w 为颈部壁厚；d 为颈部内径。

由于腔体 2 的顶部被刚性壁封闭，因此根据式(2)可得截面 6 处的声学阻抗为

$$Z_6=-\mathrm{j}\frac{\rho c}{S}\cot(kh) \tag{3}$$

其中：当腔体 2 的深度远小于声波波长时，式(3)可进一步近似为 $Z_6=-\mathrm{j}\rho c/(Skh)$。

根据 Beranek 声学变压器理论[23]，当声波在截面积不连续的管道中传播时，对于在截面突变交界面两侧的声阻抗存在一个转换比。因此，颈部与腔体 1 连接处即截面 4 和 4′处的声阻抗存在如下关系

$$Z_4'=\frac{S}{s}Z_4 \tag{4}$$

根据式(1)～(4)的推导，只要得到截面 5 和 6 之间的声阻抗关系即可得到截面 3 处的声阻抗 Z_3。假设图 3 中柔性板没有附加质量块，则其运动方程根据文献[24]中的推导公式可以表示为

$$\nabla^2\big(D\nabla^2x_p(\boldsymbol{r},t)\big)+\rho_s t_p\frac{\partial^2x_p(\boldsymbol{r},t)}{\partial t^2}=p_5\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t}-p_6\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t} \tag{5}$$

其中：x_p 为板的位移；$\boldsymbol{r}$ 为板上任意位置；ρ_s 和 t_p 分别为板的密度和厚度；D 为无内阻尼弯曲刚度；p_5 和 p_6 分别为截面 5 和截面 6 处的声压幅值。

假设只考虑低频范围内起主导作用的结构第 1 阶振型，根据文献[24]中对于柔性板振动特性的理论计算，可得截面 5 处的声阻抗为

$$Z_5=\frac{1}{B}\left(\frac{1}{\mathrm{j}\omega}K_1+\mathrm{j}\omega M_1\right)+Z_6 \tag{6}$$

其中：$B=\left(\int_S\psi_1\mathrm{d}s\right)^2$；$K_1=\int_S D\psi_1\nabla^4\psi_1\mathrm{d}s$；$M_1=\int_S\rho_s t_p{\psi_1}^2\mathrm{d}s$；$\psi_1$为第1阶振型函数。

根据主管道截面1,2和3处的声压和质量速度连续性条件，将声压和质量速度作为两个状态变量，利用传递矩阵法可以得到如下矩阵关系[25]

$$\begin{Bmatrix}p_1\\ \rho S_D u_1\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}1 & 0\\ \rho/Z_3 & 1\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}p_2\\ \rho S_D u_2\end{Bmatrix} \tag{7}$$

因此，耦合Helmholtz共振消声器的传递损失TL可以确定为

$$\mathrm{TL}=20\log\left\{\frac{1}{2}\left|2+\frac{\rho c}{Z_3 S_D}\right|\right\} \tag{8}$$

结合式(1)～(4)以及式(6)即可获得颈部截面3处的声阻抗Z_3，进而得到消声器的传递损失TL。通过以上对安装有简单柔性板的消声器的TL推导过程可知，柔性板的声-振特性及安装位置对TL具有显著的影响。基于此结论，设计了如图2所示的柔性板结构，以提高其振动特性的可调性。然而，对于附加了质量块的柔性板结构，其运动方程将随之更加复杂化，不便于进行解析计算。因此，在后续的研究中，将借助于数值仿真和实验验证定性地分析柔性板结构的相关几何参数及安装位置对TL的影响规律。

3 参数影响规律分析

笔者采用COMSOL有限元仿真软件对柔性板的结构参数进行定性分析。柔性板和质量块的材料物理属性以及消声器的初始结构参数分别如表1和表2所示。

表1 柔性板和质量块的材料物理属性

Tab.1 The material physical properties of flexible plate and mass blocks

材料	模量/Pa	密度/(kg•m^{-3})	泊松比
铁(质量块)	20×10^{10}	7 870	0.30
铝(柔性板)	70×10^{9}	2 710	0.35

表2 共振式消声器初始结构参数

Tab.2 The initial values of the structural parameters of the resonance muffler mm

参数	d	l	R	H	h	t_p	t_m	l_m	r	L
初始值	40	50	60	100	9.5	0.3	2	10	20	600

表2对应的耦合Helmholtz共振消声器以及传统Helmholtz共振消声器的传递损失曲线如图4所示。显然，柔性板结构的引入将原TL消声峰一分为二，有效地改善了其声学性能。为了定性分析柔性板结构参数对消声特性的影响，设计以下不同的物理参数值，如表3所示，其中A～E表示各结构参数所选取的5种不同参数值。系统地改变其中一个参数值而保持其他结构参数为初始值不变，分析各结构参数对传递损失的影响规律。

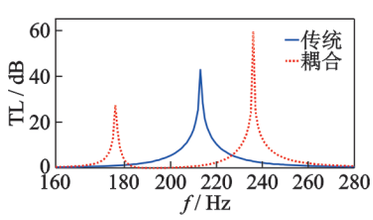


图4 传统与耦合共振消声器传递损失曲线对比

Fig.4 Comparison of transmission loss spectrums corresponding to the traditional and coupled resonance muffler

3.1 结构参数的影响

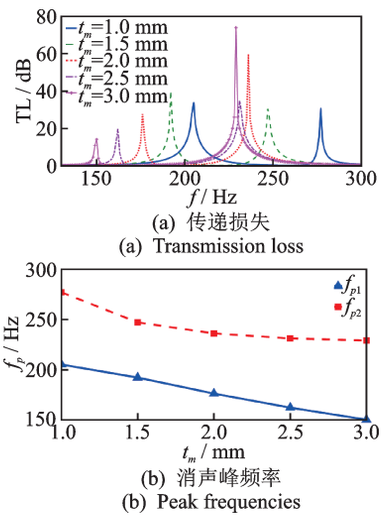
首先，对质量块不同厚度t_m情况下对应的TL进行分析，过程中其他结构参数保持表2所示初始值不变。图5为不同t_m对应的传递损失曲线和消声峰频率f_{pi}变化的曲线。由图可见，随着t_m的增大，第

表3 质量块和柔性板不同结构参数设计

Tab.3 Different values of the structural parameters of mass blocks and flexible plate mm

参数	A	B	C	D	E
t_m	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
l_m	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
t_p	0.2	0.3	0.5	0.8	1.0
h	4.5	9.5	24.5	49.5	74.5

1 和第 2 消声峰对应的频率均向低频方向偏移。显然，随着质量块厚度的增加，柔性板结构的共振频率也将变低。由于消声器声学特性与柔性板结构的振动特性密切相关，因而质量块厚度的增加导致耦合 Helmholtz 共振消声器的消声峰频率向低频方向偏移。



(a) 传递损失
(a) Transmission loss

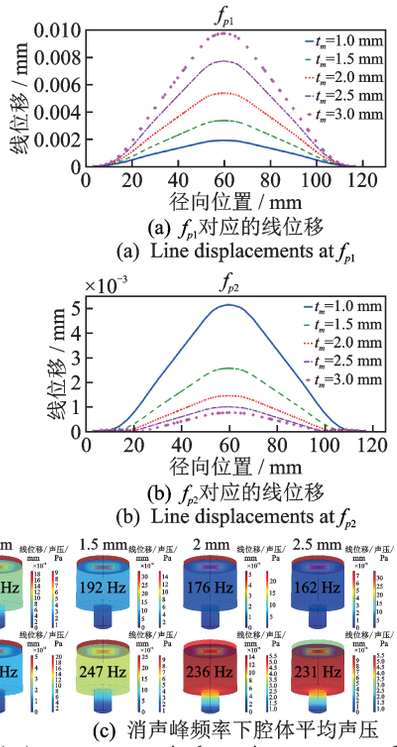
(b) 消声峰频率
(b) Peak frequencies

图 5　质量块不同厚度对应的传递损失和消声峰频率

Fig.5　Different thicknesses of mass block correspond to transmission loss and peak frequencies

为了进一步探究消声峰对应的物理消噪机理，图 6 展示了在消声峰对应频率下柔性板结构的法向线位移以及腔体 1 和腔体 2 的内部声压云图随着质量块厚度的变化情况。由图可知，第 1 消声峰对应频率下柔性板的线位移随着 t_m 的增大而增大，表明柔性板的振动增强，声波透过柔性板由腔体 1 进入腔体 2 的能力也随之提高，同时，如图 6(c)第 1 行声压云图所示，腔体 2 内部的声压随着 t_m 的增加而升高，且第 1 消声峰对应的频率逐渐接近柔性板与腔体 2 之间的耦合谐振频率 154 Hz；相反，随着 t_m 的增大，第 2 消声峰对应频率下柔性板的线位移变小，即其声学刚性增强，同时，腔体 1 内部的平均声压也随之升高，第 2 消声峰对应的频率逐渐接近于腔体 1 所引入的共振频率 224 Hz。因此，消声器的消声峰主要由腔体 1 和腔体 2 与柔性板结构之间产生耦合共振而依次引入，且消声峰频率变化的上下限则主要取决于腔体 2 和柔性板结构组成的耦合系统对应的谐振频率，以及腔体 1 对应的谐振频率。

其次，根据式(5)，质量块的布放位置对柔性板的振动特性同样具有一定的影响。图 7 为质量块到柔性板中心不同距离 l_m 对应的传递损失、消声峰频率和柔性板结构振动模态。当 l_m 变大时，TL 的第 1



(a) f_{p1}对应的线位移
(a) Line displacements at f_{p1}

(b) f_{p2}对应的线位移
(b) Line displacements at f_{p2}

(c) 消声峰频率下腔体平均声压
(c) Average pressure in the cavity at resonance frequencies

图 6　在消声峰频率下质量块不同厚度对应的柔性板结构线位移以及腔内平均声压

Fig.6　Different thicknesses of mass block correspond to line displacements of the flexible plate and the average pressure in the cavity at resonance frequencies

和第 2 消声峰频率均向高频方向偏移。分析柔性板结构的振动模态，如图 7(c)所示，质量块间距离的增加对柔性板中心位置的影响越来越小，同时增加了柔性板四周的等效刚度，因而柔性板结构的共振频率随着质量块距离的增加向高频方向偏移，进而影响了消声器 TL 峰值频率的变化。

此外，柔性板厚度变化对消声器传递损失以及消声峰频率的影响如图 8 所示。随着 t_p 的增加，柔性板的弯曲刚度变大，其特征频率也随之提高，因而消声峰频率向高频方向偏移，同时，入射声波激励柔性板产生的振动减弱，导致腔体 2 与柔性板的耦合效应降低。图 8(a)中插图所示为当 t_p 分别增加至 0.8 mm 和 1.0 mm 时传递损失的第 2 个消声峰，其对应的消声峰幅值较小，基本可忽略不计。此时，第 1 消声峰对应的频率基本保持不变，分别为 222 Hz 和 223 Hz，与腔体 1 单独存在时产生的消声峰频率 224 Hz 相近。因此，当柔性板厚度增加至一定数值时，可近似将其等效为声学刚性壁面，此时 TL 的消声峰主要是由腔体 1 的共振引入。

最后，由于柔性板结构在共振腔中的位置对其

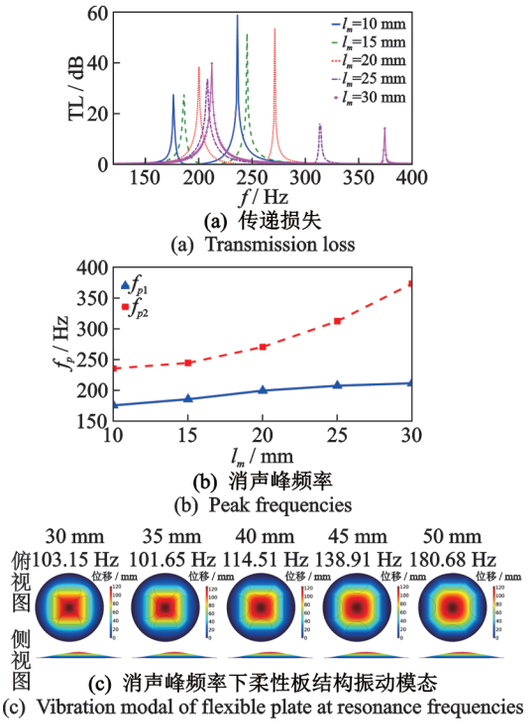


图 7 质量块间不同距离对应的传递损失、消声峰频率和柔性板结构振动模态

Fig.7 Different distances between mass blocks correspond to transmission loss and peak frequencies as well as vibration modal of flexible plate

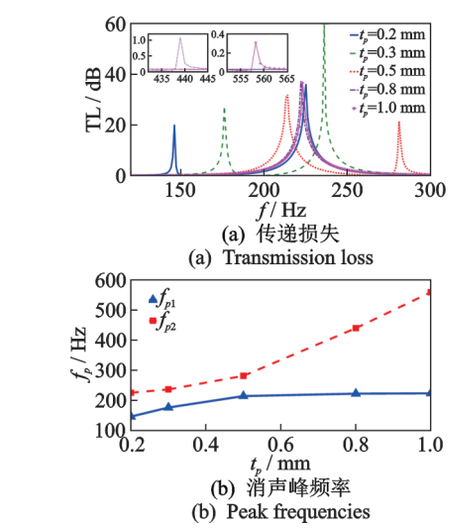


图 8 柔性板不同厚度对应的传递损失和消声峰频率

Fig.8 Different thicknesses of flexible plate correspond to transmission loss and peak frequencies

内部腔体的声学阻抗具有直接影响，因此有必要探讨腔体 2 的深度 h 对消声器 TL 的影响。图 9 为不同 h 对应的传递损失及消声峰频率变化曲线。由图可见，随着 h 的增加，第 1 消声峰频率逐渐降低，第 2 消声峰频率则逐渐升高。为了探究内在原因，分析了柔性板结构的线位移及腔体声压云图，如图 10 所示。随着腔体 2 深度的增加，第 1 消声峰对应频率下柔性板的振动逐渐增强，消声峰主要由腔体 2 与柔性板间的耦合谐振引入，因而第 1 消声峰对应的频率随着腔体 2 深度的增加向低频方向偏移；相反，第 2 消声峰对应频率下柔性板结构的线位移随着腔体 2 深度的增加而减弱，第 2 消声峰的引入主要由腔体 1 的谐振产生。根据 Helmholtz 共振频率 $f_r=c/2\pi\sqrt{s/\left(l'S(H-h)\right)}$ 可知，h 的增加使得腔体 1 的谐振频率升高，即第 2 消声峰频率向高频方向偏移。

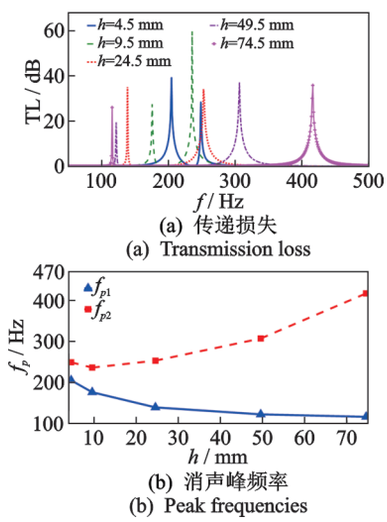


图 9 腔体 2 不同深度对应的传递损失和消声峰频率

Fig.9 Different depths of cavity 2 correspond to transmission loss and peak frequencies

3.2 参数影响的验证分析

在不同的结构尺寸下，进一步验证以上各个结构参数对 TL 的影响规律。图 11 为具有不同质量块厚度的柔性板结构随着质量块间距离的变化引起的 TL 消声峰频率变化曲线。质量块间距离的变化对消声峰频率的影响与图 7 保持一致。另外，随着质量块厚度的增加，消声峰频率在不同的质量块距离下均向低频方向偏移，与图 5 一致。同时，第 1 消声峰频率向低频方向偏移的幅度随着质量块距离的增加而减小，验证了质量块对柔性板中心区域振动的影响随着质量块间距离的增大而减小的结论。

将具有不同厚度的柔性板分别放置在共振腔中不同位置对 TL 消声峰频率的影响如图 12 所示。与图 8 结论相同，消声峰频率随着柔性板厚度的增加逐渐向高频方向偏移。由于当柔性板厚度增加至一定程度时，第 1 消声峰主要由腔体 1 的共振引入。因

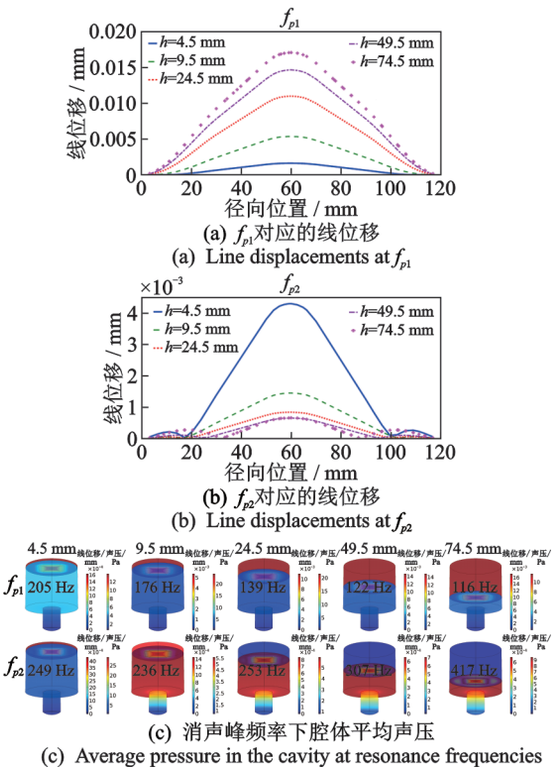


图 10　在消声峰频率下腔体 2 不同深度对应的柔性板结构线位移以及腔内平均声压

Fig.10　Different depths of cavity 2 correspond to line displacements of the flexible plate and the average pressure in the cavity at resonance frequencies

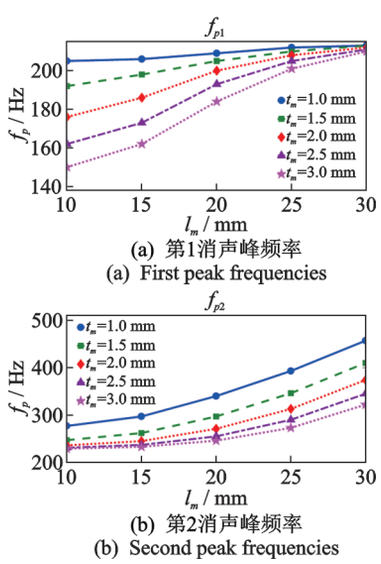


图 11　质量块不同厚度对应的第 1 和第 2 消声峰频率随质量块间距离的变化

Fig.11　Different thicknesses of mass block correspond to the first and second peak frequencies vary with different distances of mass blocks

此，当 t_p 大于 0.5 mm 时，随着 h 的继续增加，第 1 消声峰频率的变化与图 9 不同，反而向高频方向偏移。另外，当 t_p = 0.5 mm 时，柔性板的特征频率为 215.22 Hz，与无柔性板结构的 Helmholtz 共振频率 213 Hz 非常接近，因而尽管 h 不同，第 1 消声峰频率几乎相同。

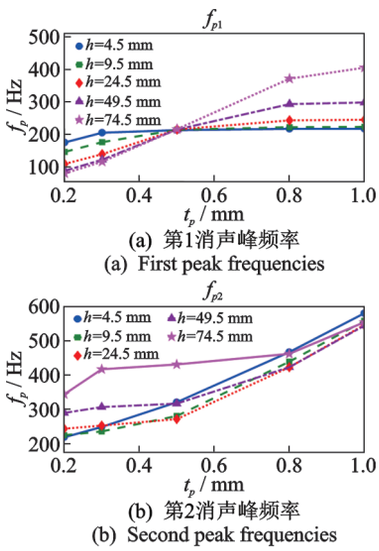


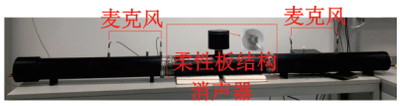
图 12　腔体 2 不同深度对应的第 1 和第 2 消声峰频率随柔性板厚度的变化

Fig.12　Different depths of cavity 2 correspond to the first and second peak frequencies vary with different thicknesses of flexible plate

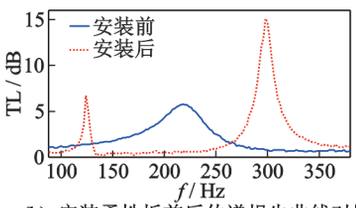
4　实验验证

为了验证以上对耦合共振消声器结构参数分析的正确性，借助 BSWA TECH 阻抗管系统采用双负载法[26]对消声器的传递损失进行实验测量。实验过程中考虑了腔体 2 的深度 h、柔性板厚度 t_p 以及质量块厚度 t_m 这 3 种结构参数。实验装置如图 13(a)所示，质量块与柔性板之间、柔性板边缘与腔体 1 和腔体 2 的刚性壁之间均采用 AB 胶粘接，以实现刚性连接的条件。消声器主通道与阻抗管连接处采用硅橡胶密封，激励声源为频率 60～500 Hz 的白噪声。图 13(b)为传统 Helmholtz 共振消声器与耦合 Helmholtz 共振消声器传递损失曲线的实验测量结果对比，其中腔体 2 深度 h 为 49.5 mm，其他结构参数如表 2 所示。

图 14 为消声峰频率随着 3 个结构参数 h，t_p 和 t_m 的变化曲线。其中，下面两幅图为保持 h = 49.5 mm 的情况下分别改变柔性板和质量块的厚度测量的结果。对比实验测量和数值仿真的结果，二者基本吻合，进一步验证了以上对耦合共振消声器结构参数影响规律分析的正确性。



(a) 实验装置图
(a) Diagram of experimental setup



(b) 安装柔性板前后传递损失曲线对比
(b) Transmission loss spectrums of the muffler with and without flexible plate

图 13 消声器传递损失测量的实验装置和安装柔性板前后消声器的传递损失曲线对比

Fig.13 The experiment setup used to measure the transmission loss of muffler and the transmission loss spectrums of the muffler with and without flexible plate

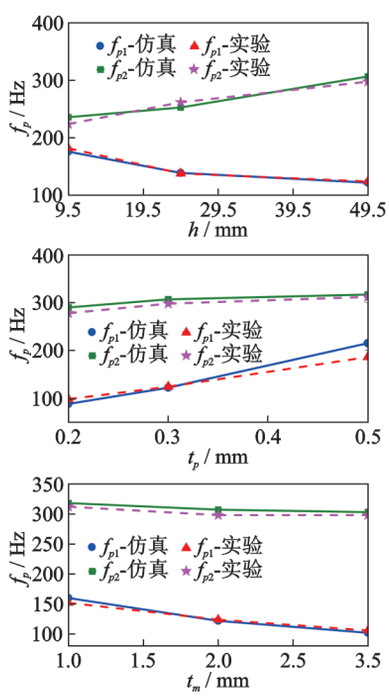


图 14 消声峰频率随不同结构参数变化的仿真与实验结果对比

Fig.14 Peak frequencies obtained by simulation and experiment vary with different structural parameters

5 结 论

1) 耦合 Helmholtz 共振消声器产生的消声峰主要由腔体 1 和腔体 2 与柔性板结构之间产生耦合共振引入，且消声峰频率变化的上下限主要取决于柔性板与腔体 2 构成的附加自由度系统对应的谐振频率，以及腔体 1 对应的谐振频率。

2) 通过增加附加质量块的厚度可以降低柔性板的共振频率，从而使消声器的消声峰频率向低频方向偏移。

3) 柔性板的厚度与其弯曲刚度成正比。增加柔性板的厚度将使其共振频率向高频方向偏移，进而提高消声峰频率。但是，当柔性板厚度增加至一定程度时，其声学特性逐渐接近刚性壁面，导致柔性板结构及背腔形成的附加的自由度失去作用。

4) 柔性板结构与腔体之间产生耦合效应的振动主要集中在中心区域，因此，质量块间距离的增加使柔性板结构的共振频率逐渐升高，且质量块对其振动特性的影响逐渐减弱。

5) 柔性板结构在腔体中的位置变化改变了腔体 1 和腔体 2 与柔性板结构的耦合谐振频率。根据结论(1)可知，随着腔体 2 深度的增加，消声峰频率间的差距将逐渐增大。

参 考 文 献

[1] BIES D A, HANSEN C H. Engineering noise control, theory and practice [M]. New York, NY: E&FN Spon, 1997:185-195.

[2] BERANEK L L. Noise and vibration control [M]. Washington, DC: Institute of Noise Control Engineering, 1998:279-293.

[3] PIERCE A D, SAUNDERS H. Acoustics, an introduction to its physical principles and applications [M]. Woodbury, NY: Acoustical Society of America, 1991: 200-205.

[4] SUN D M, QIU L M, WANG B, et al. Novel Helmholtz resonator used to focus acoustic energy of thermoacoustic engine [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(5): 945-949.

[5] CHEN K T, CHEN Y H, LIN K Y, et al. The improvement on the transmission loss of a duct by adding Helmholtz resonators [J]. Applied Acoustics, 1998, 54(1): 71-82.

[6] YASUDA T, WU C Q, NAKAGAWA N, et al. Studies on an automobile muffler with the acoustic characteristic of low-pass filter and Helmholtz resonator [J]. Applied Acoustics, 2013, 74(1): 49-57.

[7] FLYNN K P, PANTON R L. The interaction of Helmholtz resonators in a row when excited by a turbulent boundary layer[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1990, 87(4): 1482-1488.

[8] SUGIMOTO N, HORIOKA T. Dispersion characteristics of sound waves in a tunnel with an array of Helmholtz resonators[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1995, 97(3): 1446-1459.

[9] BAZHENOV D V, BAZHENOVA L A, RIMSKII-KORSAKOV A V. Waveguide and resonant silencers [J]. Acoustical Physics, 1996, 42(5): 525-531.

[10] XU M B, SELAMET A, KIM H. Dual Helmholtz resonator[J]. Applied Acoustics, 2010, 71(9): 822-829.

[11] SELAMET A, LEE I. Helmholtz resonator with extended neck[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2003, 113(1): 1975-1985.

[12] SELAMET A, RADAVICH P M, DICKEY N S, et al. Circular concentric Helmholtz resonators [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1997, 101(1): 41-51.

[13] SELAMET A, JI Z L. Circular asymmetric Helmholtz resonators[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2000, 107(5): 2360-2369.

[14] SELAMET A, XU M B, LEE I J, et al. Helmholtz resonator lined with absorbing material[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2005, 117: 725-733.

[15] GRIFFIN S, LANE S A, HUYBRECHTS S. Coupled Helmholtz resonators for acoustic attenuation [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2001, 123: 11-17.

[16] MATSUHISA H, REN B S, SATO S. Semiactive control of duct noise by a volume-variable resonator[J]. The Japan Society of Mechanical Engineers, International Journal, 1992, 35(2): 223-228.

[17] SATO S, MATSUHISA H. Semi-active noise control by a resonator with variable parameters[J]. Proceedings of Inter-Noise, 1990, 90: 1305-1308.

[18] MCDONALD A M, HUTCHINS S M, STROTHERS J, et al. Method and apparatus for attenuating acoustic vibrations in a medium: European, W092/15088[P]. 1997-11-19.

[19] 高林. 多线谱可调频水消声器仿真设计研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学，2011.

[20] YUAN M, YANG F, LUO J, et al. Planar acoustic notch filter for low frequency sound wave suppression [J]. Results in Physics, 2018, 11: 259-266.

[21] MUNJAL M L. Acoustics of ducts and mufflers[M]. New York: John Wiley and Sons, 1987: 43-45.

[22] YUAN M, CAO Z P, LUO J, et al. Helix structure for low frequency acoustic energy harvesting[J]. Review of Scientific Instruments, 2018, 89 (5): 055002.

[23] BERANEK L L, MELLOW T J. Acoustics: sound fields and transducers [M]. USA: Academic Press, 2012: 131-136.

[24] SANADA A, TANAKA N. Extension of the frequency range of resonant sound absorbers using two-degree-of-freedom Helmholtz-based resonators with a flexible panel [J]. Applied Acoustics, 2013, 74 (4): 509-516.

[25] IGARASHI J, TOYOMA M. Fundamentals of acoustical silencers[M]. Tokyo: Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, 1958: 223-241.

[26] MUNJAL M L, DOIGE A G. Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element[J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 141 (2): 323-333.



第一作者简介：韩雷，男，1988年2月生，博士生。主要研究方向为振动与噪声的控制、消声器及吸声器结构等。

E-mail: thunderhan@nuaa.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.003

地震速度脉冲下巨-子结构体系动力性能研究*

李祥秀[1], 王 瑶[2], 谭 平[2], 张 颖[2], 刘爱文[1]
(1.中国地震局地球物理研究所 北京,100081)
(2.广州大学工程抗震研究中心 广州,510405)

摘要 为了研究速度脉冲地震动作用下巨-子结构体系的动力性能,制作了巨-子结构抗震体系及隔震体系的试验模型,首先,选择2组具有速度脉冲特性的实际地震动记录及人工合成的具有相同加速度反应谱而无速度脉冲的地震动时程作为地震动输入,分别对巨-子结构抗震体系及隔震体系进行了振动台试验;其次,利用SAP2000对试验模型进行了仿真分析,并与振动台实测结果进行了对比。结果表明:仿真分析与试验实测结果具有一定的误差,但结构响应的整体变化趋势一致;不论是理论计算结果还是试验实测结果,近断层地震动速度脉冲作用下巨-子结构抗震体系及隔震体系的地震响应要大于无速度脉冲型地震动作用下的地震响应;与巨-子结构抗震体系相比,隔震体系在速度脉冲地震动作用下的反应降低明显,具有良好的减震效果。

关键词 速度脉冲;动力性能;巨-子结构体系;减震效果
中图分类号 TU352.1

1 问题的引出

巨型结构体系因其良好的整体性、新颖美观的结构形式以及能够满足建筑结构的不同布局形式和功能要求等优点,在高层结构设计和研究中受到越来越多的关注。巨型结构由主、子两级结构构成,主结构是由不同于常规梁、柱结构的巨型构件组成,子结构是由常规的梁、柱构件组成,最后形成一种特殊的结构体系,如图1所示。巨-子结构控制体系的概念[1-2],是在巨型框架结构的基础上将子结构顶部与主结构底部的连接断开,放松主结构和子结构的侧向连接,使主、子结构之间产生相对运动从而形成的一种新型结构体系。巨-子结构隔震体系便是采取了这种理念,通过在巨型框架结构中的主结构和子结构底部采用隔震装置连接而形成的一种新的隔震结构形式。文献[3-5]最早提出这种具有多功能减震控制机构的超高层结构体系,并对该结构体系的构成、调谐减振原理进行了较系统的研究。刘良坤等[6]利用第2代非支配排序遗传算法对巨-子结构层间隔震体系进行了参数优化,并通过仿真分析表明了文中所提方法的高效性与准确性。谭平等[7]通过分析巨-子结构隔震体系的动力特性得出其在地震作用下的减震机理。李祥秀等[8]从理论和试验两方面均证明了巨-子结构隔震体系能够有效地减小主结构和子结构在地震作用下的响应。颜学渊等[9]通过对巨-子结构3维隔震的原型和缩尺模型开展了振动台试验和仿真分析,系统地研究了巨-子结构3维隔震的减震机理。

近断层地震动与远场地震动有着显著的不同,其主要特点表现为长周期、大位移和速度脉冲等。最近几年,许多学者关注并研究了含有速度脉冲的近断层地震动特性对工程结构的影响。张莹等[10]采用有限元方法对近断层速度脉冲型地震动引起的钢筋混凝土框架结构的响应行为进行了初步研究。王亚楠等[11]研究了脉冲型地震动作用下隔震结构动力响应的影响参数。吴应雄等[12]通过振动台试验分析

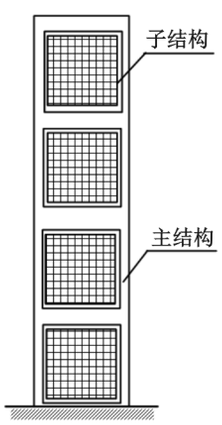


图1 巨-子结构体系简化图
Fig.1 Simplified diagram of mega-sub structural system

* 国家重点研发计划资助项目(2019YFC1511003,2019YFE0112500);国家自然科学基金资助项目(51608491);中国地震局地球物理研究所基本科研业务费专项资助项目(DQJB19B43)
收稿日期:2020-07-06;修回日期:2020-08-18

与验证了近、远场长周期地震动中的长周期和近场脉冲特性对长周期的高层隔震结构减震性能带来的不利影响。喻隽雅等[13]利用SAP2000对某座实际连续梁桥建模，输入有、无速度脉冲效应的2类地震波，并以非减震桥梁为对比，考察了速度脉冲效应对隔减震连续梁桥纵向地震响应的影响。李小军等[14]研究了速度脉冲对桥梁结构的影响，研究过程中选取了有速度脉冲特性的实际地震动记录及人工合成的具有相同加速度反应谱而无速度脉冲的地震动时程作为输入，结果表明，速度脉冲会对桥梁结构产生一定的影响。李祥秀等[15]以巨-子结构抗震体系、隔震体系以及智能隔震体系为研究对象，通过输入多组加速度反应谱一致的包含和不含速度脉冲的实际强震动记录和人工合成地震动时程，研究了速度脉冲对巨-子结构体系在采用不同控制策略时地震响应的影响。李小军等[16]研究了地震动的速度脉冲特性对基础隔震结构在采用不同高宽比时抗震性能的影响。

目前，速度脉冲对工程结构的地震响应影响方面已有众多研究，并取得了很多有意义的理论研究成果，但速度脉冲作用下对结构体系开展振动台试验的研究较少。笔者基于以往对巨-子结构体系理论分析的基础上，制作了巨-子结构抗震和隔震体系的试验模型，选择2组具有速度脉冲特性的实际地震动记录及人工合成的具有相同加速度反应谱而无速度脉冲的地震动时程作为输入，对2种试验模型开展近断层速度脉冲作用下的振动台试验，研究速度脉冲特性对巨-子结构体系地震响应的影响。利用SAP2000对2种试验模型进行仿真分析，并与振动台实测模型的动力特性和地震响应结果对比，完善对相关规律和特性的认识。

2　试验概况

2.1　试验模型

制作了2个试验模型：抗震结构模型和隔震结构模型。材料采用Q235，缩尺比取1/25。试验模型的平面设计图如图2所示。试验模型放置在振动台上的方位示意图如图3所示。试验中，在各层主结构A点及子结构的F_1点、F_2点以及F_3点布置了传感器。图4为抗震结构和隔震结构试验模型图。

2.2　隔震支座性能测试

试验采用的支座由3部分构成：导轨、弹簧及小型的黏滞阻尼器。其中，导轨的功能是提供竖向刚度；弹簧的功能是提供恢复力；阻尼器的功能是提供阻尼力，其水平力学模型相当于天然橡胶隔震支座

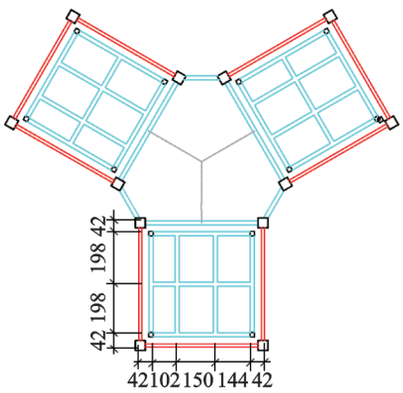


图2　试验模型平面设计图(单位：mm)

Fig.2　Graphic design of the experimental model(unit：mm)

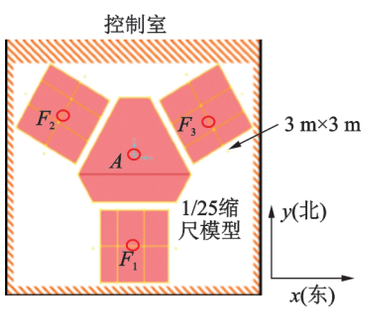


图3　结构模型在振动台上的方位图

Fig.3　Orientation diagram of test model in shaking table



(a) 抗震结构模型

(a) Aseismic structural model



(b) 隔震结构模型

(b) Isolation structural model

图4　试验模型

Fig.4　Experimental models

和黏滞阻尼器并联。采用压剪试验机对该支座装置进行性能测试，试验时由于单个支座承压面积小，因此采用4个支座一起测试，如图5所示。试验分9个工况进行，不同工况中施加面压均为32 kN，加载频率和位移幅值分别为：①0.005 Hz，5 mm；②0.05 Hz，5 mm；③0.1 Hz，5 mm；④0.2 Hz，5 mm；⑤0.3 Hz，5 mm；⑥0.4 Hz，5 mm；⑦0.5 Hz，5 mm；⑧0.25 Hz，10 mm；⑨0.25 Hz，15 mm。导轨分为上下两层，其中上导轨为x向，下导轨为y向，上下导轨试验工况相同。图6为工况⑦下上层支座的滞回曲线。

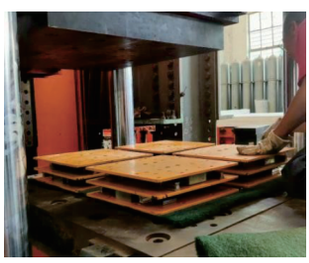


图5 支座测试试验

Fig.5 Test of bearing

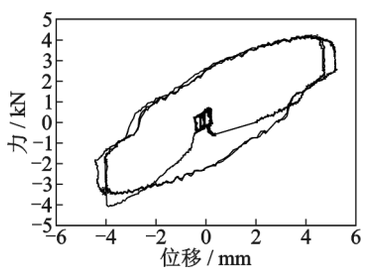


图6 支座的滞回曲线

Fig.6 Hysteretic curve of bearing

工况①可看作静力加载，黏滞阻尼器是速度相关型阻尼器，因此基本不发挥作用，可以根据力-位移曲线求得支座的弹性刚度（4个支座总弹性刚度）。其中：x向支座弹性刚度为0.503 kN/mm；y向支座弹性刚度为0.502 5 kN/mm。由于导轨的摩擦力较小，近似将其等效于黏滞阻尼力的一部分，用总恢复力减去支座弹性恢复力可得到支座的阻尼力，即可以得到阻尼器的滞回曲线。上层导轨的阻尼器在工况⑦下第3圈的滞回曲线如图7所示。通过不同加载速度下最大阻尼力与速度的关系可以拟合出x向导轨实测值和拟合曲线关系，如图8所示。此值可用于之后的仿真分析，即x向分析时阻尼器的阻尼系数为1.435 3，阻尼指数为0.290 5。同理可以求出y向分析时阻尼器的阻尼系数为1.998 4，阻尼指数为0.242。图9为y向导轨实测值和拟合曲线关系图。

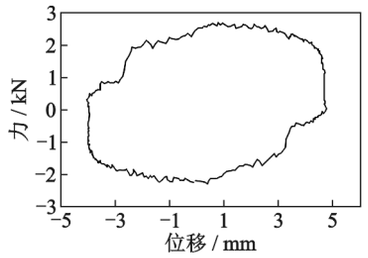


图7 阻尼器的滞回曲线

Fig.7 Hysteretic curve of damper

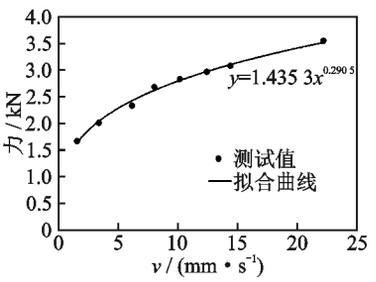


图8 阻尼器x向的拟合曲线

Fig.8 Fitted curve of damper in x direction

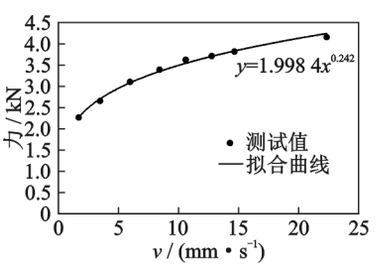


图9 阻尼器y向的拟合曲线

Fig.9 Fitted curve of damper in y direction

3 输入地震动

表1列出了本次试验中所采用的近断层速度脉冲型地震动记录A_1和A_2的基本参数信息，其加速度时程和速度时程如图10所示。针对每1条带有速度脉冲的实际地震动记录，分别合成了1条人工地震动时程，合成的人工地震动时程与原始地震动记录相比，具有相同的加速度反应谱和相近的时程强度包络，但是不再具有速度脉冲特性。人工地震动加速度和速度时程的样本如图11所示。

4 试验结果分析

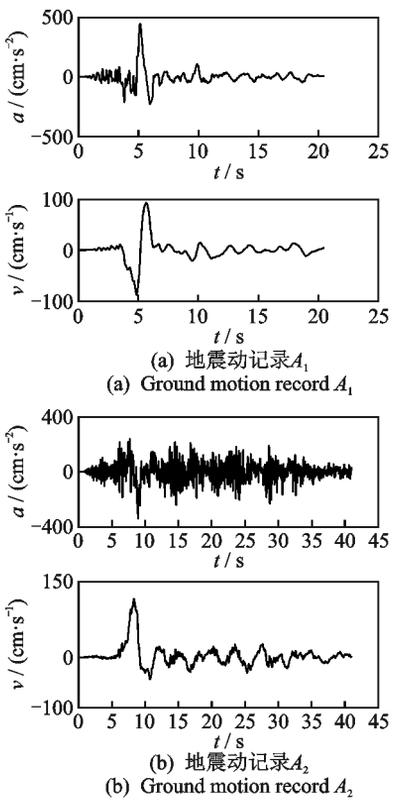
4.1 模态特征测定

抗震结构模型和隔震结构模型的动力特性可以通过输入加速度为0.05g的白噪声来测得。理论计算的结果是在SAP2000中建模并对结构模型进行模态分析得到。结构模型的理论计算周期与试验测得的1阶周期对比列于表2中。由表2可以看出，抗

表 1　近断层速度脉冲型地震动记录参数

Tab.1　Parameters of the near-fault ground motions with velocity pulse

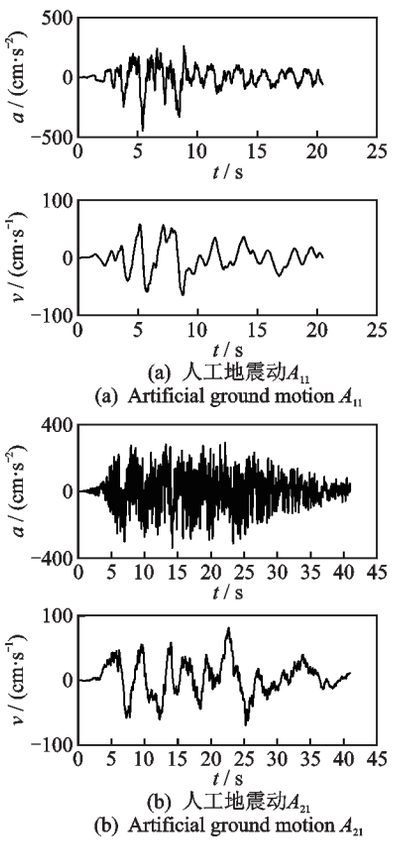
代号	地震名称	震级	台站	地震动分量	人工合成地震记录代号
A_1	Northridge(1994)	7.1	Newhall-W.Pico Canyon Rd	046	A_{11}
A_2	CHI-CHI(1999)	7.6	TCU76	EW	A_{21}



(a) 地震动记录A_1
(a) Ground motion record A_1
(b) 地震动记录A_2
(b) Ground motion record A_2

图 10　速度脉冲型地震动记录的加速度和速度时程

Fig.10　Acceleration and velocity time histories of ground motion records with velocity pulse



(a) 人工地震动A_{11}
(a) Artificial ground motion A_{11}
(b) 人工地震动A_{21}
(b) Artificial ground motion A_{21}

图 11　人工合成地震动的加速度和速度时程

Fig.11　Acceleration and velocity time histories of synthetic ground motions

震结构的理论周期与试验周期吻合较好,而隔震结构的理论周期与试验周期相比有一定的误差,但均在可接受范围之内。不论是试验测得还是理论计算,隔震结构的周期相较于抗震结构而言都有一定的延长。

4.2　速度脉冲影响分析

以A_1,A_{11},A_2和A_{21}作为地震动输入,对抗震结构模型和隔震结构模型分别进行7度小震(x,y向)、中震(x,y向)以及大震(x,y向)下的振动台试验。试验采用的加速度相似比为1.25,对应7度小震、中震以及大震的加速度峰值分别为0.043 75g,0.125g和0.275g。

图12~14给出了抗震结构和隔震结构在部分工况下主结构和子结构的层位移在有无脉冲地震动作用下的对比图。定义位移反应脉冲影响系数$K=\frac{|D_i|_{\max}}{|D_{i1}|_{\max}}$,其中:$D_i$和$D_{i1}$分别为速度脉冲型地震动$A_i$和人工合成的无速度脉冲型地震动$A_{i1}$引起的结构最大位移反应。表3列出了隔震层位移的脉冲影响系数。

表 2　结构模型特征

Tab.2　Dynamic characteristics of the structural models

模型结构	试验周期/s	理论周期/s	误差/%
抗震结构	0.470	0.466	0.85
隔震结构	0.485	0.518	6.89

由图12~14及表3可以看出,抗震结构和隔震结构在速度脉冲型地震动作用下的位移反应要大于无速度脉冲型地震动作用下结构的位移反应,且速度脉冲地震动对隔震层的位移反应影响显著,分析其原因主要为近断层速度脉冲是震源破裂传播过程

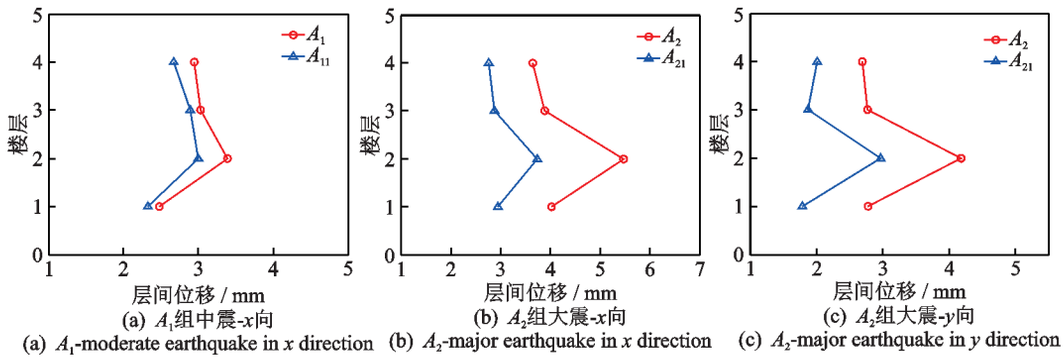


图 12 抗震结构模型主结构层位移有无脉冲对比

Fig.12 Comparison of inter-story displacements of the mega-structure in the aseismic test model and ground motions with and without pulses

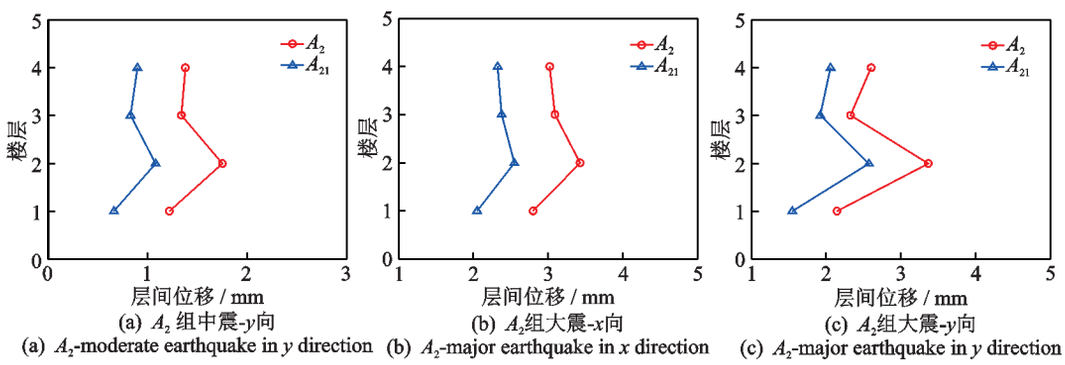


图 13 隔震结构模型主结构层位移有无脉冲对比

Fig.13 Comparison of inter-story displacements of the mega-structure in the isolation test model and ground motions with and without pulses

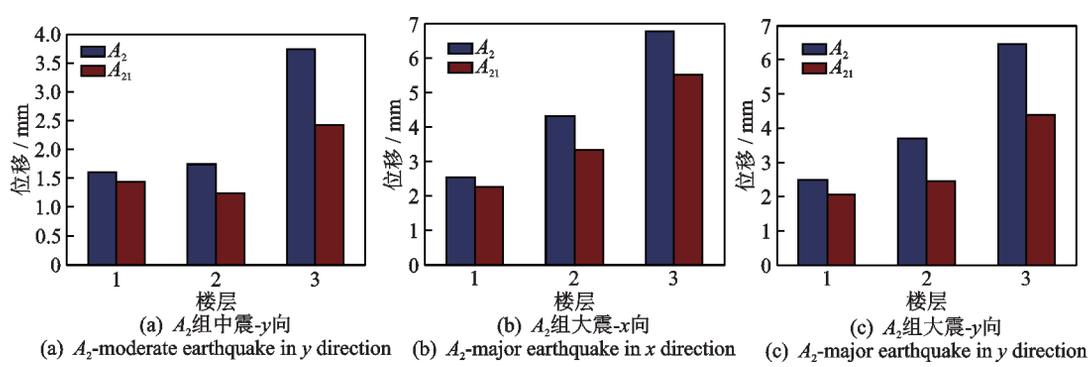


图 14 隔震结构模型子结构层位移有无脉冲对比

Fig.14 Comparison of inter-story displacements of the sub-structure in the isolation test model and ground motions with and without pulses

中产生的多普勒效应引起，属于具有较高能量的冲击型地面运动；同时，速度脉冲的长周期成分与巨-子结构的基本周期接近，会引起共振效应。因此，巨-子结构体系在速度脉冲地震动作用下的位移反应要大于无速度脉冲地震动作用下的位移反应，这与以往所做理论分析得到的结论一致[15]。

5 仿真分析与试验结果对比

利用SAP2000对抗震结构和隔震结构的试验模型进行地震反应分析。图15为仿真分析的有限元模型。在隔震结构的仿真分析模型中，支座中的弹簧采用Rubber Isolator单元来模拟，黏滞阻尼器采用Damper单元模拟，其阻尼系数和阻尼指数的取值根据支座性能测试的结果确定。其中：x向时分别取值为1.435 3和0.290 5；y向时分别取值为1.998 4和0.242。以台面反馈的地震波作为输入，对2种试验模型的位移反应和加速度反应进行了分析研究，并与试验结果进行对比。

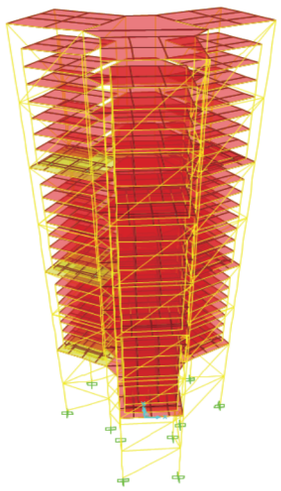


图 15　有限元分析模型

Fig.15　Finite element model

部分工况下，抗震结构主结构层间位移和顶层加速度时程的试验结果与仿真结果对比如图 16～17 所示，隔震结构子结构层间位移、主结构顶层加速度时程及隔震层顶层位移时程的试验结果与仿真结果对比如图 18～20 所示。

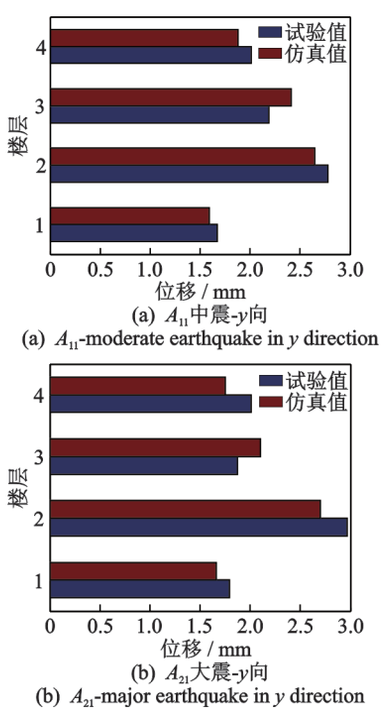


图 16　抗震结构模型主结构层间位移试验与理论值对比

Fig.16　Comparison of the inter-story displacements from the test and numerical simulation of the aseismic mega-structure

由图 16～20 可以看出，结构响应的理论值与试验实测值相比较具有一定的误差，产生误差的原因可能是：同一型号的隔震装置在做不同的试验工况

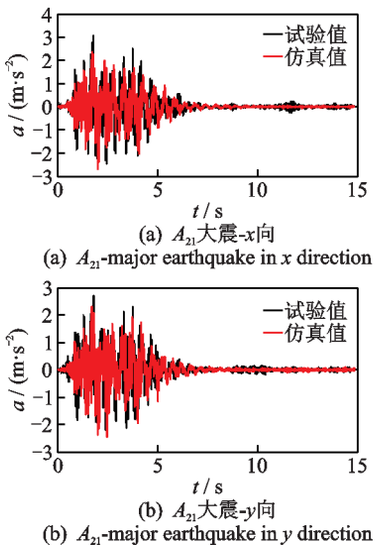


图 17　抗震结构模型主结构顶层加速度时程试验与理论值对比

Fig.17　Comparison of acceleration time histories from the test and numerical simulation of the aseismic top mega-structure

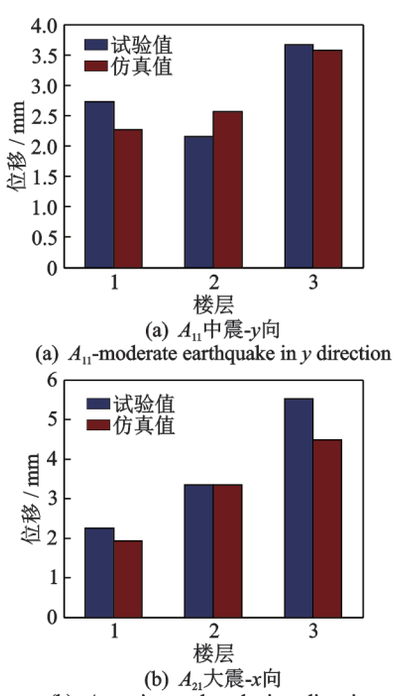


图 18　隔震结构模型子结构层间位移试验与理论值对比

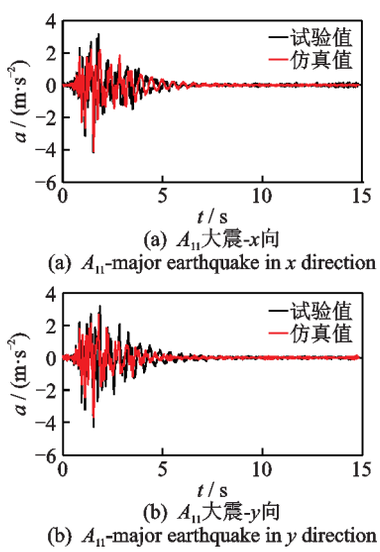
Fig.18　Comparison of the inter-story displacements from the test and numerical simulation of the isolation sub-structure

时，由于反复被使用且来回往复的运动，会使隔震装置产生一定的内力和变形，这对它们的性能会产生一定的影响，而有限元分析中得到的计算结果都是独立的，未能考虑到这一因素影响。另外，人工安装

表 3 隔震层位移脉冲影响系数

Tab.3 Pulse influence factor of the isolation layer displacement

工况	参数	1	2	3	工况	参数	1	2	3
中震-x向	A_1位移/mm	1.76	2.79	3.51	中震-y向	A_1位移/mm	2.69	1.44	3.35
	A_{11}位移/mm	1.63	2.70	3.76		A_{11}位移/mm	0.77	0.97	2.91
	K	1.08	1.03	0.93		K	3.49	1.48	1.15
	A_2位移/mm	1.44	1.94	1.89		A_2位移/mm	1.01	1.09	1.94
	A_{21}位移/mm	1.27	1.70	1.55		A_{21}位移/mm	0.64	0.78	1.25
	K	1.13	1.14	1.22		K	1.58	1.40	1.55
大震-x向	A_1位移/mm	4.84	13.58	13.69	大震-y向	A_1位移/mm	3.24	5.62	11.13
	A_{11}位移/mm	5.46	9.18	13.47		A_{11}位移/mm	2.78	4.93	9.78
	K	0.89	1.48	1.02		K	1.17	1.14	1.14
	A_2位移/mm	2.91	6.13	8.39		A_2位移/mm	1.55	3.91	8.19
	A_{21}位移/mm	2.11	4.31	6.83		A_{21}位移/mm	0.97	2.78	6.42
	K	1.38	1.42	1.23		K	1.60	1.41	1.28



(a) A_{11}大震-x向

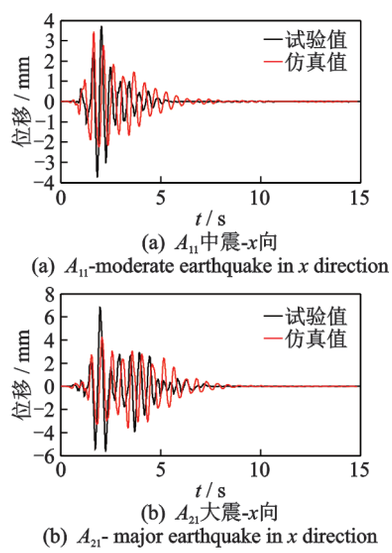
(a) A_{11}-major earthquake in x direction

(b) A_{11}大震-y向

(b) A_{11}-major earthquake in y direction

图 19 隔震结构模型主结构顶层加速度时程试验与理论值对比

Fig.19 Comparison of acceleration time histories from the test and numerical simulation of the isolation top mega-structure



(a) A_{11}中震-x向

(a) A_{11}-moderate earthquake in x direction

(b) A_{21}大震-x向

(b) A_{21}- major earthquake in x direction

图 20 隔震层顶层位移时程试验与理论对比

Fig.20 Comparison of the theoretical and experimental displacements of the top isolation layer

过程中配重施加的准确性、各配件间的摩擦力、螺栓间的连接方式等因素也会影响试验实测结果的准确性，但不论是理论计算结果还是试验实测结果，结构整体的变化趋势是一致的。

6 结 论

1）理论分析结果和试验测试结果均表明，2种结构体系在速度脉冲型地震动作用下的结构反应要大于无速度脉冲地震动作用下的结构反应，即速度脉冲型地震动会对主结构、子结构的地震响应产生放大效应，特别是对隔震结构中隔震层位移的影响显著，设计时应给予重点考虑。

2）与抗震结构相比，隔震结构中的主结构和子结构的地震响应都有所减小，说明采用子结构隔震的巨-子结构体系能有效减小结构响应，增强结构的安全性。

3）虽然抗震结构、隔震结构中结构响应的仿真分析值与试验实测值相比具有一定的误差，但是结构反应的整体变化趋势是一致的。

参 考 文 献

[1] FENG M Q, MITA A. Vibration control of tall buildings using mega subconfiguration[J]. Journal of Engineering Mechanics, 1995, 121(10):1082-1088.

[2] CHAI W, FENG M Q. Vibration control of super tall buildings subjected to wind loads[J]. International Journal of Non-linear Mechanics, 1997, 32(4):657-668.

[3] 蓝宗建，田玉基，曹双寅，等．巨型框架多功能减振结构体系的减振机理及其减振效果分析[J]．土木工程学报，2002，35(6)：1-5.
LAN Zongjian，TIAN Yuji，CAO Shuangyin，et al. The mechanism and efficiency of multifunctional vibration absorption for megaframe structures[J]. China Civil Engineering Journal，2002，35(6)：1-5.（in Chinese）

[4] 蓝宗建，田玉基，梁书亭，等．钢筋混凝土巨型框架多功能减震结构的调频减振原理[J]．工业建筑，2002，32(1)：4-6.
LAN Zongjian，TIAN Yuji，LIANG Shuting，et al. Structure-control mechanism of multifunctional vibration-absorption of RC megaframe structures[J]. Industrial Construction，2002，32(1)：4-6.（in Chinese）

[5] LAN Z J，TIAN Y J，FANG L，et al. An experimental study on seismic responses of multifunctional vibration-absorption reinforced concrete megaframe structures[J]. Earthquake Engineering and Structural Dynamics，2004，33(1)：1-14.

[6] 刘良坤，谭平，李祥秀，等．基于NSGA-II的巨-子结构层间隔震体系优化分析[J]．地震工程与工程振动，2013，33(6)：187-193.
LIU Liangkun，TAN Ping，LI Xiangxiu，et al. Optimization analysis of mega-substructure inter-story isolation system based on NSGA-II algorithm[J]. Journal of Earthquake Engineering and Engineering Vibration，2013，33(6)：187-193.（in Chinese）

[7] 谭平，李祥秀，刘良坤，等．巨-子结构控制体系的减震机理及性能分析[J]．土木工程学报，2014，47(11)：55-63.
TAN Ping，LI Xiangxiu，LIU Liangkun，et al. Control mechanism and performance analysis of a mega-sub structure control system[J]. China Civil Engineering Journal，2014，47(11)：55-63.（in Chinese）

[8] 李祥秀，谭平，刘良坤，等．巨-子结构控制体系振动台试验与有限元模型对比分析[J]．工程力学，2016，33(9)：76-84.
LI Xiangxiu，TAN Ping，LIU Liangkun，et al. Comparative analysis of mega-sub control system by shaking table test and finite element modeling[J]. Engineering Mechanics，2016，33(9)：76-84.（in Chinese）

[9] 颜学渊，祁皑，毛会敏，等．基于三维隔震的巨子结构多维地震反应分析[J]．土木工程学报，2017，50(5)：36-46.
YAN Xueyuan，QI Ai，MAO Huimin，et al. Multi-dimensional seismic response analysis of three- dimensional seismic-isolation mega-sub structure[J]. China Civil Engineering Journal，2017，50(5)：36-46.（in Chinese）

[10] 张莹，孙广俊，李鸿晶．钢筋混凝土框架近断层速度脉冲地震响应分析[J]．振动、测试与诊断，2020，40(3)：611-619.
ZHANG Ying，SUN Guangjun，LI Hongjing. Near-fault velocity pulse motions on seismic responses of the RC frame[J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2020，40(3)：611-619.（in Chinese）

[11] 王亚楠，杜永峰，李慧．脉冲型地震动作用下隔震结构动力响应的影响参数研究[J]．地震工程学报，2016，38(5)：707-712.
WANG Yanan，DU Yongfeng，LI Hui. Parametric study on dynamic response of base-isolated structure subjected to pulse-like ground motions[J]. China Earthquake Engineering Journal，2016，38(5)：707-712.（in Chinese）

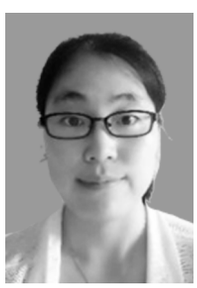
[12] 吴应雄，颜桂云，石文龙，等．长周期地震动作用下高层隔震结构减震性能试验研究[J]．振动工程学报，2017，30(5)：806-816.
WU Yingxiong，YAN Guiyun，SHI Wenlong，et al. Experimental study on the seismic-reduction performance of high-rise isolated structure under long-period ground motions[J]. Journal of Vibration Engineering，2017，30(5)：806-816.（in Chinese）

[13] 喻隽雅，袁万城，党新志．地震动速度脉冲对减隔震连续梁桥纵向地震响应的影响[J]．土木工程与管理学报，2018，35(2)：174-178.
YU Juanya，YUAN Wancheng，DANG Xinzhi. Influence of velocity pulse on longitudinal seismic response of seismic isolated continuous beam bridge[J]. Journal of Civil Engineering and Management，2018，35(2)：174-178.（in Chinese）

[14] 李小军，贺秋梅，亓兴军．地震动速度脉冲对大跨斜拉桥减震控制的影响[J]．应用基础与工程科学学报，2012，20(2)：272-285.
LI Xiaojun，HE Qiumei，QI Xingjun. Seismic mitigation control effects of long-span cable-stayed bridges to ground motions with velocity pulse[J]. Journal of Basic Science and Engineering，2012，20(2)：272-285.（in Chinese）

[15] 李祥秀，李小军，刘爱文，等．地震动速度脉冲对巨型结构体系地震响应影响研究[J]．地震工程学报，2017，39(5)：843-852.
LI Xiangxiu，LI Xiaojun，LIU Aiwen，et al. Influence of a near-fault velocity pulse on the seismic response of a mega structural system[J]. China Earthquake Engineering Journal，2017，39(5)：843-852.（in Chinese）

[16] 李小军，贺秋梅，张慧颖，等．地震动速度脉冲对不同高宽比基础隔震结构抗震性能的影响[J]．建筑结构学报，2018，39(1)：35-42.
LI Xiaojun，HE Qiumei，ZHANG Huiying，et al. Effects of velocity pulse of ground motion on seismic capacity of base-isolated structures with different height-to-width ratios[J]. Journal of Building Structures，2018，39(1)：35-42.（in Chinese）



第一作者简介：李祥秀，女，1987年10月生，副研究员。主要研究方向为工程抗震、地震动特性对结构反应的影响。曾发表《地震动速度脉冲对巨型结构体系地震响应影响研究》(《地震工程学报》2017年第39卷第5期)等论文。
E-mail:lixiangxiu1005@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.004

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
（西安科技大学机械工程学院 西安，710054）

摘要 为了提高电动静液压（electro hydrostatic actuator，简称EHA）主动悬架在时变时滞下的减振效果，提出了一种自适应Smith反馈时滞控制策略。首先，建立了含时滞的EHA主动悬架模型，根据时滞微分方程理论得到可控阻尼与临界时滞的关系，分析了临界时滞下时滞对悬架系统动态特性的影响；其次，以遗传算法优化得到的最优时滞反馈系数及时滞量为补偿参考，采用自适应Smith反馈时滞控制对时滞主动力进行补偿；最后，仿真分析了自适应Smith反馈时滞控制策略下悬架的动态特性，开展了EHA主动悬架时滞控制台架试验。结果表明：自适应Smith反馈时滞控制下的悬架动态特性得到改善，有效降低了时滞对EHA主动悬架的影响。

关键词 电动静液压作动器；主动悬架；稳定性分析；自适应；时滞控制
中图分类号 U463.3

引 言

主动悬架具有良好的减振性能，符合当今人们对汽车舒适性、安全性的要求，所以近些年主动悬架成为汽车悬架研究的重点课题[1-5]。EHA作动器具有功率密度大、调节范围广的优点，在主动悬架控制领域已有很多研究。

EHA作动器工作时，由于传感器信号的测量传输、控制器控制策略的处理运算以及液压部件产生主动力都存在时滞，故会影响悬架动态特性。文献[6]研究了时滞与半主动悬架动态稳定特性的关系，提出了悬架系统临界时滞求解的数值计算方法。文献[7]计算了EHA悬架系统的临界时滞，分析了时滞对EHA悬架性能的影响。文献[8]提出了一种改进型Smith预估补偿器，结合模糊控制实现EHA悬架的时滞补偿。目前，关于悬架时滞的研究主要集中在设计时滞补偿控制方案，以减小其对悬架动态性能的影响[9-10]。但在实际系统中，一定量小时滞不但不会引起悬架系统失稳，还可以改善悬架动态性能，因此可采用时滞反馈控制提高汽车悬架系统的减振性能。

首先，笔者从EHA悬架时滞特性出发，分析临界时滞下时滞对悬架系统动态特性的影响；其次，根据遗传算法优化得到EHA悬架系统最优时滞反馈系数及时滞量，以此为最优时滞反馈模型，设计自适应Smith反馈时滞控制策略；最后，进行仿真分析并开展台架试验，验证该控制策略的可行性。

1 含时滞EHA主动悬架动力学模型

1.1 EHA主动悬架结构与原理

EHA主动悬架主要由EHA作动器与弹性元件构成，其结构原理如图1所示，其中EHA作动器由电机、控制器、液压部件等组成。车辆在路面行驶时，受到路面激励使车桥振动，振动通过作动器与弹性元件传递给车身，引起车身振动。传感器检测到来自车桥与车身的位移和加速度信号，将信号传递到控制器中。控制器控制电机的转向和转速，并通过联轴器传递到液压部件，调节液压缸产生的可控阻尼力大小，实现主动控制，衰减车身振动[11]。

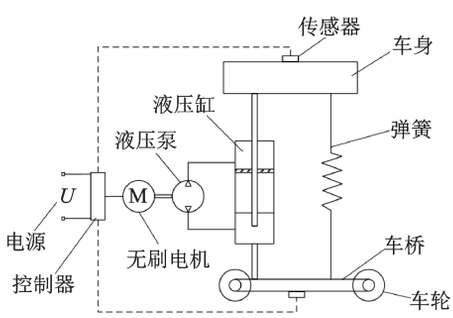


图1 EHA主动悬架结构原理

Fig.1 Structure and principle of EHA active suspension

1.2 含时滞的EHA主动悬架力学模型

建立1/4车辆二自由度主动悬架动力学模型，如图2所示。

* 国家自然科学基金资助项目（51775426）；陕西省重点研发计划资助项目（2020GY-128）；西安市碑林区应用技术研发类资助项目（GX1928）
收稿日期：2020-07-15；修回日期：2020-09-21

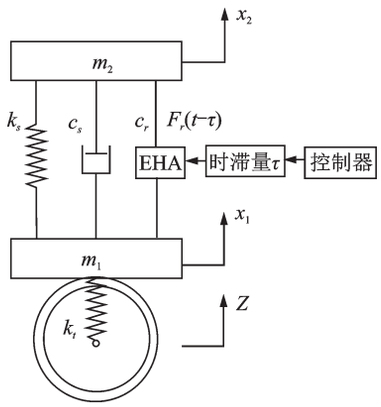


图2　1/4车辆二自由度主动悬架模型

Fig.2　1/4 vehicle 2-DOF active suspension model

根据牛顿运动定理得到含时滞EHA车辆主动悬架二自由度动力学方程为

$$\begin{cases} m_2\ddot{x}_2(t)+k_s\left[x_2(t)-x_1(t)\right]+c_s\left[\dot{x}_2(t)-\dot{x}_1(t)\right]- \\ \quad F_r(t-\tau)=0 \\ m_1\ddot{x}_1(t)-k_s\left[x_2(t)-x_1(t)\right]-c_s\left[\dot{x}_2(t)-\dot{x}_1(t)\right]+ \\ \quad k_t\left[x_1(t)-z(t)\right]-F_r(t-\tau)=0 \end{cases} \tag{1}$$

其中：m_1为非簧载质量；m_2为簧载质量；k_t为轮胎刚度；k_s为悬架弹簧刚度；x_1为非簧载质量位移；x_2为簧载质量位移；z为路面激励；c_s为基值阻尼；τ为延时环节时滞量；$F_r(t-\tau)$为存在时滞量为τ的延时环节下EHA作动器在t时刻主动控制时产生的可控阻尼力。

2　EHA主动悬架临界时滞下稳定性分析

2.1　EHA主动悬架临界时滞

悬架系统的临界时滞是系统由渐进稳定状态转变为不稳定状态的临界点，系统时滞超过临界时滞则会导致系统失稳。根据时滞微分方程理论，悬架系统的微分方程解的形式为

$$x_i(t)=X_i\mathrm{e}^{\lambda t} \tag{2}$$

其中：X_i为x_i经过拉氏变换的变量，$i=1,2$；λ为特征值。

将式(2)代入式(1)，根据微分方程解的存在条件得到非零特征方程为

$$\begin{vmatrix} m_1\lambda^2+c_r\lambda\mathrm{e}^{-\lambda\tau}+c_s\lambda+k_t+k_s & -c_s\lambda-c_r\lambda\mathrm{e}^{-\lambda\tau}-k_s \\ -c_r\lambda\mathrm{e}^{-\lambda\tau}-c_s\lambda-k_s & m_1\lambda^2+c_s\lambda+c_r\lambda\mathrm{e}^{-\lambda\tau}+k_s \end{vmatrix}=0 \tag{3}$$

其中：c_r为作动器可控阻尼。

由Lyapunov稳定性判据可知，时滞系统临界失稳的条件是特征方程(3)仅有纯虚根$\lambda=\mathrm{i}\omega$，即系统失稳后将进行以固有频率ω为基频的自激振动[12]。将$\lambda=\mathrm{i}\omega$代入式(3)，利用欧拉公式分离实部与虚部，可得特征方程(3)仅有纯虚根的存在条件为

$$\begin{cases} m_1m_2\omega^4+k_tk_s-(m_1k_s+m_2k_t+m_2k_s)\omega^2=0 \\ \left[k_t+5k_s-(m_1+m_2)\omega^2\right]\left[c_s+c_r(\cos\omega t-\sin\omega t)\right]\omega=0 \end{cases} \tag{4}$$

求解式(4)得到EHA主动悬架系统的临界时滞计算公式为

$$\tau=\frac{\arcsin\left(\sqrt{2}\,c_s/2c_r\right)+\pi/4}{\omega} \tag{5}$$

将表1的EHA悬架主要参数代入式(5)，得到不同基值阻尼下可控阻尼c_r与临界时滞τ的关系，如图3所示。

表1　EHA悬架主要参数

Tab.1　Main parameters of EHA suspension

参数	数值
非簧载质量/kg	250
簧载质量/kg	40
轮胎刚度/(N·m^{-1})	117 000
悬架弹簧刚度/(N·m^{-1})	13 000
基值阻尼/(N·m^{-1})	1 000

由图3可知，基值阻尼一定，可控阻尼大于零时，临界时滞随可控阻尼的正向增大而减小；当正向可控阻尼趋于无穷大时，临界时滞趋于某一较小值；当正向可控阻尼足够小时，系统进入某一确定时滞稳定状态。基值阻尼一定，可控阻尼小于零时，临界时滞随可控阻尼的负向增大而减小；当负向可控阻尼趋于无穷小时，临界时滞趋于某一较大值；当负向可控阻尼足够大时，系统进入某一确定时滞稳定状态。且同基值阻尼下，正向可控阻尼的临界时滞量总大于负向可控阻尼的临界时滞量。

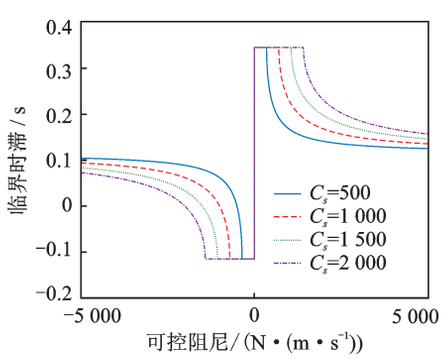


图3　可控阻尼与临界时滞的关系

Fig.3　Relationship between controllable damping and critical delay

当悬架系统时滞为小时滞时，系统并不会发生失稳，且临界时滞随着可控阻尼的变化而变化，即主动控制过程中时滞具有时变特性。

2.2 临界时滞下稳定性分析

为分析临界时滞下小时滞对EHA主动悬架动态特性的影响，在Matlab/Simulink环境中建立仿真模型。

仿真分析比较在无时滞理想控制（$\tau=0$）、小时滞（$\tau=0.1$）及临界时滞（$\tau=0.35$）这3种情况下悬架的动态特性，分别得到3种情况下悬架系统簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷与时滞的关系，如图4～6所示。计算每种情况下EHA主动悬架簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷的均方根值（root mean square，简称RMS），结果如表2所示。

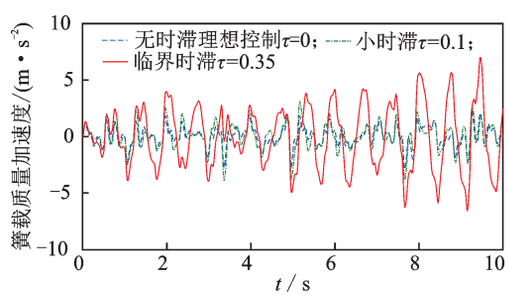


图4 簧载质量加速度与时滞关系

Fig.4 Relationship between acceleration of sprung mass and time delay

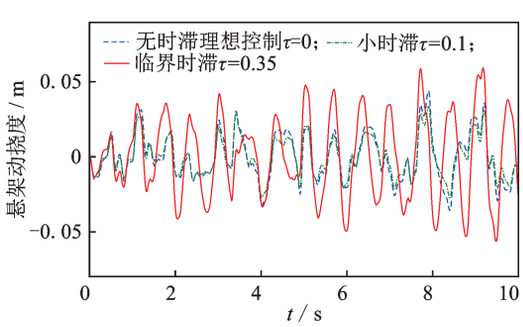


图5 悬架动挠度与时滞的关系

Fig.5 Relationship between suspension dynamic deflection and time delay

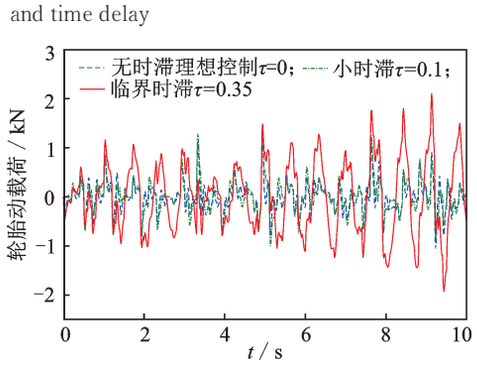


图6 轮胎动载荷与时滞的关系

Fig.6 Relationship between tire dynamic load and time delay

表2 不同时滞下悬架动态性能均方根值

Tab.2 RMS of dynamic performance of suspension with different delays

性能指标	簧载质量加速度/(m•s^{-2})	悬架动挠度/m	轮胎动载荷/N
无时滞 $\tau=0$	0.835 1	0.015 8	325.019
小时滞 $\tau=0.1$	1.126 9	0.012 9	293.494
临界时滞 $\tau=0.35$	2.715 7	0.026 8	710.789

分析图4～6及表2可知，当延迟环节时滞量τ大于等于临界时滞时，时滞量τ的递增总会恶化簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷，从而恶化悬架动态性能；但当延迟环节时滞量τ处于小时滞情况下时，时滞量τ的递增虽然仍会恶化簧载质量加速度，但会适当衰减悬架动挠度、轮胎动载荷，一定程度改善悬架动态性能。

因此，可将时滞量τ限定在小于临界时滞的一定范围小时滞下，达到提升悬架动态性能的目的。

3 EHA主动悬架自适应Smith反馈时滞控制

3.1 时滞反馈控制

由临界时滞下稳定性分析可知，小时滞情况下，时滞量τ会一定程度改善悬架动态性能，所以可采用时滞反馈控制，将客观因素时滞转化为主动控制变量来提高汽车悬架系统的减振性能。

时滞反馈控制是将时滞作为设计参数并利用其进行控制反馈，通过调整时滞反馈系数g和时滞量τ的大小，减小系统的振动，以取得良好的系统性能和控制效果。采用时滞反馈控制后，系统的运动方程为

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1(t)-k_s\left[x_2(t)-x_1(t)\right]-c_s\left[\dot{x}_2(t)-\dot{x}_1(t)\right]+ \\ \quad k_t\left[x_1(t)-z(t)\right]-gc_r(t-\tau)\left[\dot{x}_2(t)-\dot{x}_1(t)\right]=0 \\ m_2\ddot{x}_2(t)+k_s\left[x_2(t)-x_1(t)\right]+c_s\left[\dot{x}_2(t)-\dot{x}_1(t)\right]- \\ \quad gc_r(t-\tau)\left[\dot{x}_2(t)-\dot{x}_1(t)\right]=0 \end{cases} \tag{6}$$

将式(6)无量纲化，得到无量纲方程组(7)为

$$\begin{cases} x_1''+\alpha c(x_1'-x_2')+\alpha\beta c(x_1'-z')+\alpha(x_1-x_2)+ \\ \quad \alpha\gamma(x_1-z)-\alpha g_k x_1(t^*-\tau^*)=0 \\ x_2''+c(x_2'-x')+(x_2-x_1)+g_k x_1(t^*-\tau^*)=0 \end{cases} \tag{7}$$

其中：$\alpha=\dfrac{m_2}{m_1}$；$\beta=\dfrac{c_r}{c_s}$；$\gamma=\dfrac{k_t}{k_s}$；$c=\dfrac{c_s}{\sqrt{k_s m_2}}$；$g_k=\dfrac{g}{k_s}$；

$t^*=\sqrt{\frac{k_s}{m_2}}\,t;\tau^*=\sqrt{\frac{k_s}{m_2}}\,\tau;x_1'=\frac{\mathrm{d}x_1}{\mathrm{d}t^*};x_2'=\frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t^*}$。

将式(7)进行傅里叶变换为

$$\begin{cases}A_{11}X_1(\omega)+A_{12}X_2(\omega)=0\\A_{21}X_1(\omega)+A_{22}X_2(\omega)=\\\qquad(\mathrm{j}\alpha\beta\omega+\alpha\gamma)Z(\omega)\end{cases}\tag{8}$$

其中：$A_{11}=-\omega^2+1+\mathrm{j}\omega;A_{12}=-1-\mathrm{j}\omega+g_k\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\tau\omega}$；$A_{22}=-\omega^2+\alpha(1+\gamma)+\mathrm{j}(1+\beta)\alpha c\omega-\alpha g_k\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\tau\omega}$；$A_{21}=-\alpha-\mathrm{j}\alpha c\omega$。

EHA主动悬架系统时滞反馈控制的目标是使汽车获得较高的平顺性和操纵稳定性，即要尽可能地减小簧载质量加速度。故选取减振效果最优的时滞反馈系数g和时滞量τ，将簧载质量加速度对路面输入的幅频特性作为目标函数$J(g,\tau)$，即

$$\min J=\min\left|H_{\ddot{x}_1-\ddot{z}}(\omega)\right|=\min\omega\left|\frac{X_1(\omega)}{Z(\omega)}\right|\tag{9}$$

时滞反馈系数g的约束条件为不大于被动刚度的两倍，时滞量τ约束条件为小于临界时滞量，即

$$\text{s.t.}\begin{cases}-2k_s\leqslant g\leqslant 2k_s\\0\leqslant\tau\leqslant 0.35\end{cases}\tag{10}$$

用遗传算法优化对目标函数进行优化分析，得到最优控制参数$g=293,\tau=0.14$。

3.2　自适应Smith时变时滞补偿

传统的Smith补偿控制策略是给系统的控制回路并联一个反馈环节(预估补偿器)，将延迟时滞量τ提前送入控制器，从而抵消系统受时滞的影响。但其只适用于定时滞系统的补偿控制，对于EHA主动悬架系统，在悬架实际工作中由于作动器会根据复杂路况实时调节可控阻尼，导致系统的时滞具有时变特性，所以传统Smith补偿控制无法适用于EHA主动悬架系统。

自适应Smith时变时滞补偿控制系统如图7所示。其中：$R(s)$为控制器参考输入；$Y(s)$为系统输出；$G_c(s)$为悬架控制器模型；$G_m(s)$为理想的补偿模型；$G_p(s)\mathrm{e}^{-\tau s}$为实际有时滞的系统模型。在自适应Smith时变时滞补偿控制中，用乘法器代替了传统Smith补偿控制中的补偿环节，补偿模型$G_m(s)$经过乘法器输出，与实际模型$Y_m'(s)$输出$Y(s)$作差得到$e(s)$，经过积分器后再接入乘法器，形成针对时变时滞补偿的自适应Smith补偿控制器。

由图7分析可得下列各式

$$e(s)=Y(s)-Y_m'(s)\tag{11}$$

$$Y_m'(s)=\frac{e(s)Y_m(s)}{s}\tag{12}$$

$$Y_p(s)=e(s)+Y_m(s)\tag{13}$$

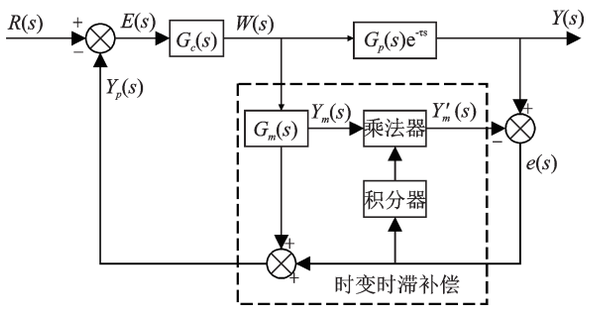


图7　自适应Smith补偿控制系统

Fig.7　Adaptive Smith compensation control system

由式(11)和(12)得

$$e(s)=\frac{Y(s)}{1+\dfrac{Y_m(s)}{s}}\tag{14}$$

故当$s\to 0$时，$e(s)=0$，得到理想补偿模型的等效传递函数

$$G_m(s)=\frac{Y_m(s)}{W(s)}\approx\frac{Y_p(s)}{W(s)}=G_c(s)\tag{15}$$

由式(15)可知，当时变时滞引起实际模型$G_p(s)$输出发生变化，从而造成与对象模型$G_m(s)$输出不相等时，系统能自适应地调节对象模型$G_m(s)$的输出，使两者输出之差快速逼近零，消除时变时滞造成的控制信号偏差。

3.3　自适应Smith反馈时滞控制器

自适应Smith时滞反馈控制原理如图8所示。路面输入激励传递到1/4车辆悬架模型，一方面通过外环控制器计算出悬架系统需要的理想主动力F_r，由于时变时滞的存在导致实际输出的主动力为含时滞主动力；另一方面以最优时滞反馈模型为补偿参考，通过自适应Smith补偿控制器实时估算悬架不同工作状态下需要的补偿量ΔF，估算出的主动力补偿量ΔF对含时滞主动力F_r'进行求和补偿得到补偿后的控制力F_r''。F_r''通过EHA作动器的力模型，根据控制信号的调节输出经过补偿的主动力。

在EHA主动悬架自适应Smith时滞反馈控制

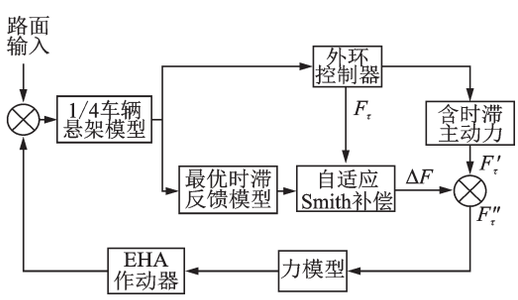


图8　自适应Smith反馈时滞控制原理

Fig.8　The principle of adaptive Smith feedback time-delay control

器中，外环控制算法为悬架控制系统的核心，起到计算悬架系统所需理想主动力的作用，是提高悬架动态性能的基础。但由于作动器时变时滞的存在，实际输出的力为经时滞影响后的含时滞主动力，就会降低主动悬架的控制效果，自适应 Smith 时滞反馈控制器针对此问题以最优时滞反馈模型对时滞主动力进行补偿，该控制方法对两个不同对象的控制结合，实现最优的悬架控制效果。

4 仿真分析

4.1 时域分析

在 Matlab / Simulink 中以 C 级路面下车速为 40 km/h 的随机路面作为路面谱输入，建立 EHA 主动悬架系统仿真模型。

为了验证 EHA 主动悬架自适应 Smith 反馈时滞控制的效果，对比仿真分析自适应 Smith 反馈时滞控制（称为控制策略Ⅰ）与外环线性二次高斯（linear quadratic Gaussian，简称 LQG）无时滞控制（称为控制策略Ⅱ）的悬架动态性能。簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷的时域响应如图 9～11 所示，各控制策略下悬架性能均方根值对比如表 3 所示。

由图 9～11 和表 3 分析可知，在 40 km/h 的 C 级随机路面作用下，控制策略Ⅰ和控制策略Ⅱ均能优化簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷。但控制策略Ⅰ相比于未控制簧载质量加速度降低 18.26%，悬架动挠度降低 20.83%，轮胎动载荷降低 9.4%；控制策略Ⅱ相比于未控制簧载质量加速度降低 7.29%，悬架动挠度降低 8.31%，轮胎动载荷降低 7.10%。故控制策略Ⅰ对悬架动态性能提升更大。

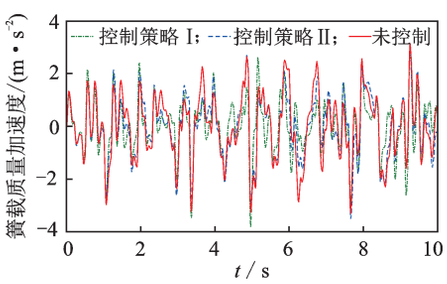


图 9 簧载质量加速度时域响应

Fig.9 Time domain response of sprung mass acceleration

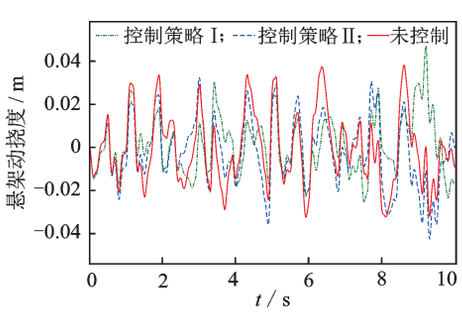


图 10 悬架动挠度时域响应

Fig.10 Time domain response of suspension dynamic deflection

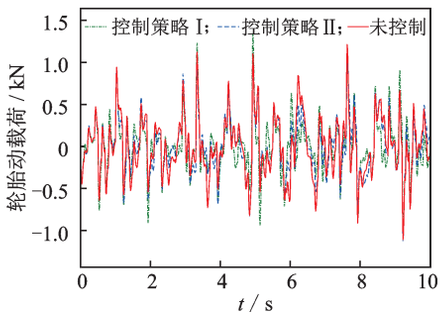


图 11 轮胎动载荷时域响应

Fig.11 Time domain response of tire dynamic load

表 3 悬架性能均方根值对比

Tab.3 RMS comparison of suspension performance

策略	簧载质量加速度/(m·s²)	悬架动挠度/m	轮胎动载荷/N
未控制	1.223 1	0.016 8	350.448
控制策略Ⅰ	0.999 7	0.013 3	317.496
控制策略Ⅱ	1.133 9	0.015 4	325.535

4.2 频域分析

从频域角度分析控制策略效果，对簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷的时域结果进行处理，得到其功率谱密度响应如图 12～14 所示。以人体垂直敏感频率范围 4～12.5 Hz 内均方根值的改善程度作为频域分析的评价标准，频域响应下悬架性能均方根值如表 4 所示。

由图 12～14 和表 4 分析可知，在人体垂直敏感频率范围 4～12.5 Hz 内，控制策略Ⅰ和控制策略Ⅱ控制下的悬架系统簧载质量加速度、悬架动挠度和轮胎动载荷的功率谱密度相比未控制时均有所减小。控制策略Ⅰ相比于未控制簧载质量加速度功率谱密度均方根值减小 11.16%，悬架动挠度功率谱密

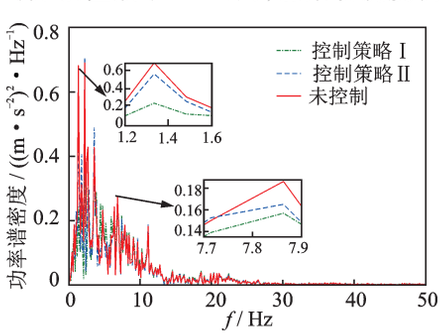


图 12 簧载质量加速度功率谱密度响应

Fig.12 Power spectral density response of sprung mass acceleration

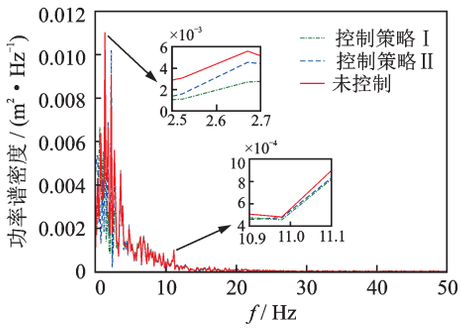


图 13　悬架动挠度功率谱密度响应

Fig.13　Power spectral density response of suspension dynamic deflection

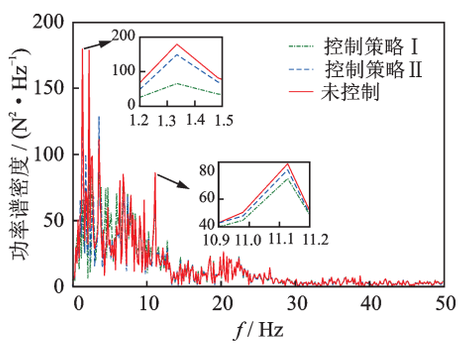


图 14　轮胎动载荷功率谱密度响应

Fig.14　Power spectral density response of tire dynamic load

表 4　频域响应下悬架性能均方根值对比

Tab.4　RMS comparison of suspension performance in frequency response

策略	簧载质量加速度/((m•s²)²•Hz⁻¹)	悬架动挠度/(m²•Hz⁻¹)	轮胎动载荷/(N²•Hz⁻¹)
未控制	0.340 4	0.003 7	98.006 4
控制策略 Ⅰ	0.302 4	0.003 1	92.084 4
控制策略 Ⅱ	0.309 9	0.003 5	95.618 6

度均方根值减小 16.21%，轮胎动载荷功率谱密度均方根值减小 6.04%；控制策略 Ⅱ 相比于未控制簧载质量加速度功率谱密度均方根值减小 8.96%，悬架动挠度降低 5.4%，轮胎动载荷降低 2.43%。控制策略 Ⅰ 和控制策略 Ⅱ 对频域响应下簧载质量加速度和悬架动挠度均有明显改善，且控制策略 Ⅰ 对悬架动态性能提升更大。并且控制策略 Ⅰ 相比于控制策略 Ⅱ 最高峰值减小，整体趋势更为稳定。

5　EHA 主动悬架台架试验

通过搭建 EHA 主动悬架的台架试验系统，进行时滞控制试验来验证自适应 Smith 反馈时滞控制的有效性。

主动悬架台架试验系统如图 15 所示，主要由电动激振台、上下横梁、滑块导轨机构、簧载质量配重块、减振器、螺旋弹簧、传感器、控制器、电动静液压作动器以及数据采集处理系统等组成。试验中电动激振台提供模拟路面输入，上横梁与簧载质量配重块为模拟簧载质量，下横梁与电动静液压作动器、液压缸为模拟非簧载质量，上横梁上方的传感器监测到的加速度信号为簧载质量加速度。

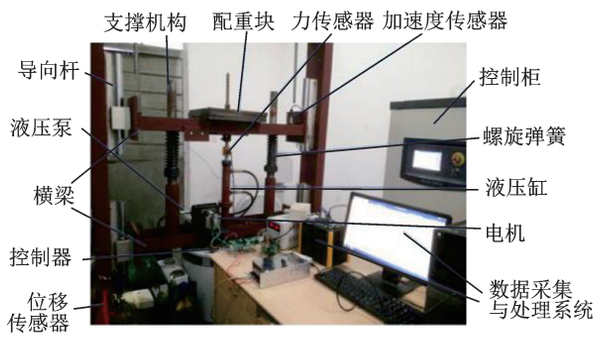


图 15　EHA 主动悬架台架试验系统

Fig.15　EHA active suspension bench test system

以 C 级随机路面作为输入，对自适应 Smith 反馈时滞控制下 EHA 主动悬架的加速度与无控制下进行对比，试验采样时间取 5 s，对簧载质量加速度数据进行分析，得到随机路面下簧载质量加速度响应如图 16 所示。

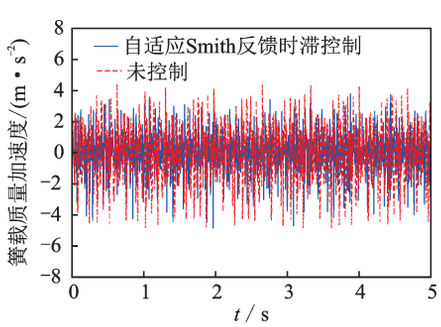


图 16　随机路面下簧载质量加速度响应

Fig.16　Response of sprung mass acceleration on random road

由图 16 可知，C 级随机路面激励下，未控制时簧载质量加速度均方根值为 1.486 7，自适应 Smith 反馈时滞控制下簧载质量加速度均方根值为 1.131 8，与未控制相比减小了 23.87%。试验结果与仿真结果基本一致，验证了 EHA 自适应 Smith 反馈时滞控制的有效性，表明 EHA 自适应 Smith 反馈时滞控制能够提高车辆的行驶平顺性。

对两种控制下的悬架进行频域响应分析，进一步验证 EHA 自适应 Smith 反馈时滞控制策略的有效性，得到随机路面下簧载质量加速度频域响应，如图 17 所示。

由图 17 可知，在 0～30 Hz 范围内，自适应 Smith 反馈时滞控制能有效降低车身加速度的均方根值，且整体趋势更为稳定。尤其在人体垂直敏感频率范围 4～12.5 Hz 内，自适应 Smith 反馈时滞控制能够明显降

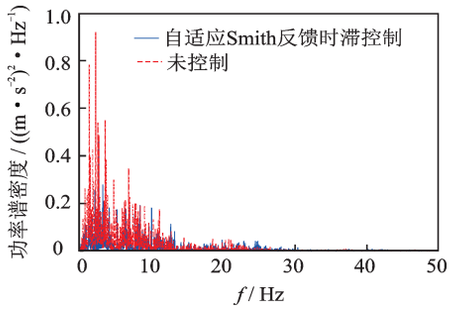


图 17 随机路面下簧载质量加速度频域响应

Fig.17 Frequency domain response of sprung mass acceleration on random road

低频率段峰值,衰减车身垂直振动,提高乘坐舒适性。

6 结束语

提出了一种自适应 Smith 反馈时滞控制策略。在分析电动静液压主动悬架结构与原理的基础上,根据时滞微分方程理论推导出电动静液压主动悬架临界时滞的计算公式。将电动静液压主动悬架的具体参数代入临界时滞的计算公式,分析不同时滞对簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷的具体影响。设计自适应 Smith 反馈时滞控制,对时滞主动力进行补偿。在 Matlab 中对比仿真分析自适应 Smith 反馈时滞控制与外环 LQG 无时滞控制的悬架动态性能,验证电动静液压主动悬架自适应 Smith 反馈时滞控制的效果。通过开展电动静液压主动悬架时滞控制试验,验证了自适应 Smith 反馈时滞控制的有效性。

参 考 文 献

[1] WANG G, CHEN C Z, YU S B. Optimization and static output-feedback control for half-car active suspensions with constrained information[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 378:1-13.

[2] KILICASLAN S. Control of active suspension system considering nonlinear actuator dynamics[J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 91(2):1383-1394.

[3] YAN S, SUN W. Self-powered suspension criterion and energy regeneration implementation scheme of motor-driven active suspension[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2017, 94:297-311.

[4] 庞辉, 刘凡, 王延. 某越野汽车磁流变半主动悬架变论域模糊控制[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(2):311-319.
PANG Hui, LIU Fan, WANG Yan. Variable universe fuzzy control strategy for magneto-rheological semi-active suspension of cross country car[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagosis, 2019, 39(2):311-319.(in Chinese)

[5] 陈建国, 程军圣, 聂永红. 整车主动悬架解耦控制[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(2):366-371.
CHEN Jianguo, CHENG Junsheng, NIE Yonghong. Decoupling control on full vehicle active suspension[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagosis, 2014, 34(2):366-371.(in Chinese)

[6] 庞辉, 付文强, 刘凯,等. 基于天棚控制的半主动悬架建模及稳定性分析[J]. 汽车工程, 2015, 37(10):1167-1173.
PANG Hui, FU Wenqiang, LIU Kai. Modeling and stability analysis of semi-active suspension with sky-hook control[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(10):1167-1173.(in Chinese)

[7] 寇发荣, 范养强, 张传伟, 等. 车辆电动静液压作动器的半主动悬架时滞补偿控制[J]. 中国机械工程, 2016, 27(15):2111-2117.
KOU Farong, FAN Yangqiang, ZHANG Chuanwei, et al. Time delay compensation control of semi-active suspension with vehicle electro-hydrostatic actuators[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(15):2111-2117.(in Chinese)

[8] 寇发荣, 王哲, 范养强, 等. EHA 半主动悬架时滞补偿控制研究[J]. 汽车技术, 2017(10):34-39.
KOU Farong, WANG Zhe, FAN Yangqiang, et al. Research on time delay compensation control of semi-active suspension with EHA[J]. Automobile Technology, 2017(10):34-39.(in Chinese)

[9] 朱茂飞, 陈无畏, 祝辉. 基于磁流变减振器的半主动悬架时滞变结构控制[J]. 机械工程学报, 2010, 46(12):113-120.
ZHU Maofei, CHEN Wuwei, ZHU Hui. Time-delay variable structure control for semi-active suspension based on magneto-rheological damper[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(12):113-120.(in Chinese)

[10] 陈士安, 祖广浩, 姚明, 等. 磁流变半主动悬架的泰勒级数-LQG 时滞补偿控制方法[J]. 振动与冲击, 2017, 36(8):190-196.
CHEN Shi'an, ZU Guanghao, YAO Ming, et al. Taylor series-LQG control for time delay compensation of magneto-rheological semi-active suspension[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(8):190-196.(in Chinese)

[11] 寇发荣, 王哲, 杜嘉峰,等. 电动静液压作动器主动悬架力跟踪控制研究[J]. 中国机械工程, 2017, 28(24):2964-2970.
KOU Farong, WANG Zhe, DU Jiafeng, et al. Study on force tracking control of EHA active suspensions[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(24):2964-2970.(in Chinese)

[12] 申永军, 田佳雨, 赵勇香, 等. 含时滞半主动天棚悬架系统的解析研究[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(6):1110-1114.
SHEN Yongjun, TIAN Jiayu, ZHAO Yongxiang, et al. Analytical study on semi-active skyhook suspension with time delay[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagosis, 2014, 34(6):1110-1114.(in Chinese)



第一作者简介:寇发荣,男,1973 年 6 月生,教授、博士生导师。主要研究方向为车辆振动与噪声控制。曾发表《车辆电动静液压半主动悬架设计与馈能研究》(《农业机械学报》2016 年第 47 卷第 5 期)等论文。

E-mail:koufarong@xust.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.005

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
（南京邮电大学自动化学院人工智能学院 南京，210023）

摘要 围绕金属-非金属结构区域性损伤诊断机理和损伤概率诊断方法展开研究，首先，采用压电阻抗理论，基于机电耦合原理提取结构-传感器机电阻抗的特征参数，设计稀疏传感阵列获得损伤累积程度与特征参数之间的对应关系；其次，构建损伤累积程度的高斯概率诊断模型；最后，通过少量传感器，判定损伤区域和损伤累积程度。实验结果表明，损伤特征参数随损伤的发展变化显著，概率诊断模型较好地反映了损伤区域和损伤累积程度。

关键词 结构健康监测；金属-非金属结构；累积损伤；压电阻抗；概率诊断
中图分类号 TH825；TB52+7

引 言

随着航空航天、机械制造及建筑等领域的发展，形式多样的复杂结构件被广泛应用于各行各业。例如在大型武器装备中，导弹发动机部位的孔洞结构在导弹发射、飞行和级间分离中，要承受多种载荷（加速度载荷、温度载荷、发动机作业时的燃气内压等）的极大冲击，常发生基体裂纹、大面积脱粘等损伤情况；直升机发动机进气净化器装置[1]，作为典型的金属与非金属复合结构件装置，其长期暴露在尘雾弥漫的环境中，高速转动的含尘空气进入发动机并产生高速冲击，导致发动机进气净化装置受损，严重影响直升机的寿命，发生安全事故。因此，对金属与非金属结构存在的结构缺陷检测至关重要，也是无损检测和结构健康监测领域一个重要的研究课题。

目前，用于损伤结构的无损检测方法有红外检测法、CR射线检测法、超声C扫描法、激光剪切散斑法及激光全息检测法等。由于红外检测技术是根据被测件温度变化的差异来判别结构件的损伤，因此对材料的导热系数、厚度有一定的要求，复杂情况下会影响检测灵敏度。CR/X射线对空气层不敏感、检测周期长、费用高及设备庞大，并且对人体不安全，因此不适合进行在线实时操作。激光检测方法受穿透性、设备稳定性及实时性的影响，目前尚无法做到现场检测。

机电阻抗技术是近十多年兴起的一种非参数结构健康监测方法，其核心思想是利用超声导波来测得阻抗信息。由于超声波具有传播距离长、检测范围大及对结构局部损伤敏感等优点，因此机电阻抗能有效监测局部区域的损伤并对损伤进行评估。彭博等[2]利用导波在蜂窝模型夹层板中传播的频散和多模态特性研究板结构的脱粘损伤的定位。陈玉等[3]基于小波分解重构的基本原理对粘接结构的回波信号进行处理，提取重构信号的功率谱估计结果作为特征参数来研究损伤脱粘。李剑等[4]采用一发一收双探头法，利用Lamb波的S0和A0两种模式对钢/橡胶结构中的脱粘缺陷进行检测研究。上述研究反映出机电阻抗监测技术在研究复杂结构件损伤监测和检测方面表现出一定的优势，尤其是不易受结构复杂度影响这一特点，对于解决复杂结构件的损伤监测与损伤累积程度诊断提供可行的路径。

针对金属与非金属复杂结构件的累积损伤，基于机电耦合原理，研究了结构累积损伤的概率监测与评估方法，采用均方根偏差法提取损伤特征值，借助于概率思想构建损伤评估模型，并针对典型工程结构复杂结构件，对上述方法和模型进行了应用实验验证，探索金属与非金属结构损伤区域和损伤程度的诊断方法。

* 江苏省基础研究计划资助项目（BK20190739）；南京邮电大学科研基金资助项目（NY217070）；江苏省六大人才高峰高层次人才资助项目（2015-ZNDW-006）
收稿日期：2020-04-22；修回日期：2020-09-08

1 结构累积损伤监测机理

1.1 区域性累积损伤表现

金属与非金属复杂结构件在长期服役过程中，在交变载荷、环境等内外部作用下，结构件之间容易产生脱粘、复合材料撕裂等损伤，而且缺陷或损伤易呈现区域性扩展，损伤程度不断累积后，严重的会造成结构突然失效。与此同时，受结构形式复杂的影响，常规损伤监测和检测技术手段实现的难度大。

1.2 机电阻抗方法监测机理

结构的机械阻抗反映了结构由于形状、连接状态等改变引起的结构状态变化。由于远场载荷、刚度和边界条件的改变对机械阻抗的影响可以忽略，因此阻抗方法不需借助结构模型，可适用于复杂结构。同时该原理具有局部灵敏度高、传感器便于安装及无需模型分析等优点，有利于利用其进行区域性累积结构损伤监测。

结构机械阻抗可采用机电阻抗[5-9]测量来获取。利用压电陶瓷片的机电耦合特性和压电陶瓷片与结构的相互作用测得结构件的机电阻抗。压电片(piezoelectric transducer，简称 PZT)[10]与结构的机电耦合原理如图 1 所示。

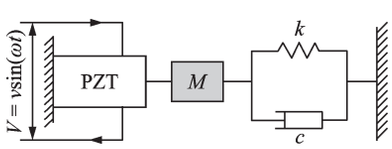


图 1 PZT 与结构的机电耦合模型图

Fig.1 Electromechanical coupling model of PZT sensor and structure

基于局部高频激励，利用 PZT 作为传感器和驱动器，对结构局部激励测得结构机电阻抗以及隐含结构性能变化的信息，从而分析结构的状态变化，包括损伤情况。其具体工作过程：首先，由正压电效应对压电传感器施加一个交变电场，改变输出电场；其次，由逆压电效应产生一个周期性交变电磁力，通过压电传感器和结构之间胶质层的弹性力和阻尼力向结构发出激励[11]；最后，结构反馈响应后，响应通过胶质层反馈给压电传感器，使压电传感器产生新形变。结构损伤引起的机械阻抗的变化反映压电传感器的电阻抗变化，利用结构机电阻抗信息就可以对结构损伤进行监测。

实际实施和应用时，采用低功率的压电陶瓷片(PZT)作为驱动器和传感器固定在金属与非金属板上，利用压电陶瓷的机电耦合特性以及压电陶瓷与结构的相互作用，将结构的机电阻抗通过压电陶瓷与结构结合以后的电阻抗反映出来[12]。在简谐交变电压下，在被测结构件表面粘贴的 PZT 模拟为 1 根仅考虑轴向振动的细杆(一端与简化为单自由度的系统基体结构相连，另一端固定)。

在系统中，PZT 在工作频率为 ω 的电导纳 $Y(\omega)$ 为

$$Y(\omega)=I/V=i\omega\alpha\left(\bar{\varepsilon}_{33}^{T}(1-i\delta)-\frac{Z_s(\omega)}{Z_s(\omega)+Z_a(\omega)}d_{3x}^{2}\bar{Y}_{xx}^{E}\right) \tag{1}$$

其中：i 为加载在 PZT 上的电流；α 为 PZT 的几何系数；δ 为 PZT 的介电损耗因子；$Z_s(\omega)$ 和 $Z_a(\omega)$ 分别为主体结构和 PZT 在工作频率 ω 的机械阻抗；$\bar{Y}_{xx}^{E}$ 为 PZT 的复弹性模量；d_{3x}^{2} 和 $\bar{\varepsilon}_{33}^{T}$ 分别为 PZT 的压电系数和介电系数。

由式(1)可以看出，若保持压电材料的参数及性能恒定，与其相粘接的 PZT 的电导纳就能被唯一确定。电导纳的变化反映结构机械阻抗的变化，从而机电阻抗技术可以对结构的缺陷损伤等物理变化进行监测。由于机电阻抗工作频率较高(一般为 20～400 kHz)[13]，远场作用如载荷、刚度和边界条件的改变将被隔离，因此机电阻抗适用于金属与非金属复杂结构的健康状况监测，适用小区域性损伤诊断。

2 区域性损伤概率评估方法

2.1 损伤概率评估基本原理

金属与非金属复杂结构件的损伤一般呈区域性扩展发生，由于机电阻抗敏感性随着与压电片的距离增加而衰减，因此在待测结构上按照监测区域，布置分布式压电传感阵列，测试获得结构和压电片的阻抗信息。代表性的金属与非金属复杂结构件损伤监测原理如图 2 所示。

根据电压电流法，通过串联的分压电阻 R_m 测量 PZT 压电陶瓷片的阻抗。采用均方根偏差

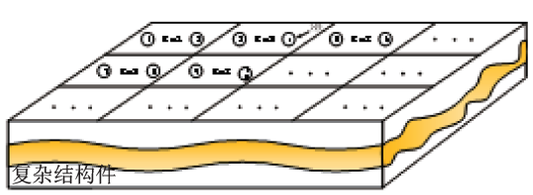


图 2 金属与非金属复杂结构件损伤监测原理

Fig.2 The principle of the damage monitoring for metal and non-metal structure

(root-mean-square deviation，简称 RMSD)[14-16]来分析处理数据，标定其损伤程度。

RMSD作为损伤指标，其数学表达形式为

$$\mathrm{RMSD}=\sqrt{\sum_{i=1}^{N}(y_i-x_i)^2\Big/\sum_{i=1}^{N}x_i^{\,2}} \tag{2}$$

其中：x_i为第i次被测结构健康时压电片的阻抗；y_i为第i次被测结构损伤时压电片的阻抗；N为测量次数。

由于导纳值实部对于结构的完整性更为敏感[17]，因此在研究中以采集到的实部信息作为分析研究的主要目标，以此作为损伤特征参数来进行损伤概率评估的指标。

$$\mathrm{RMSD_{Re}}=\sqrt{\sum_{i=1}^{N}(\mathrm{Re}(y_i)-\mathrm{Re}(x_i))^2\Big/\sum_{i=1}^{N}(\mathrm{Re}(x_i))^2} \tag{3}$$

其中：$\mathrm{Re}(x_i)$为第i次被测结构件健康时压电片阻抗的实部；$\mathrm{Re}(y_i)$为第i次被测结构件损伤时压电片阻抗的实部；N为测量次数。

2.2　损伤累积概率评估模型

损伤评估以欧氏距离为基础，判定结构件是否出现损伤和评估损伤累积程度，即损伤距PZT压电片距离越小，其损伤特征值越大；在损伤距离一定的情况下，损伤特征值越大，则损伤累积程度越深。根据大量的实验验证，在误差允许范围内实际损伤特征值与拟合理论损伤特征值之间误差在一定数值范围内的波动，发现$\mathrm{RMSD_{Re}}$与损伤脱落个数之间虽无线性关系[18]，但存在一定的幂函数关系。损伤特征值与损伤区域扩展之间的幂函数公式为

$$D(\mathrm{RMSD_{Re}})=K\Delta^{a}-\gamma \tag{4}$$

其中：$D(\mathrm{RMSD_{Re}})$为幂指数模型的损伤特征值；K,a,γ为幂函数方程参数；Δ为实际累积损伤程度。

采用高斯概率分布数学思想：某事件发生的概率越大，则该事件发生的可能性越大。研究设计判定损伤区域概率模型和表征系数，即区域准确度$\eta(i)$为

$$\begin{cases}\eta(i)=\dfrac{\mathrm{RMSD_{Re}}}{D(\mathrm{RMSD_{Re}})} & (|D(\mathrm{RMSD_{Re}})-\mathrm{RMSD_{Re}}|\leqslant H)\\ \eta(i)=0 & (\text{其他})\end{cases} \tag{5}$$

其中：i为压电片的编号；H为误差允许范围的边界值。

通过比较不同压电片下的η，η越大则该压电片所对应的区域损伤的概率越大。

同上，根据1维高斯概率模型分布的原理，在确定损伤区域的基础上，设计判定损伤累积程度扩展的概率模型和表征系数，即累积损伤概率$\varepsilon(j)$

$$\varepsilon(j)=\frac{1}{\sigma_j\sqrt{2\pi}}\mathrm{e}^{-\frac{(\mathrm{RMSD_{Re}}-\mu_j)^2}{2\sigma_j^{\,2}}} \tag{6}$$

其中：j为累积损伤程度；μ_j为$(\mathrm{RMSD_{Re}})_j$的均值；σ_j为$(\mathrm{RMSD_{Re}})_j$的标准差。

ε越大则该压电片所对应的累积损伤的程度概率越大。

根据上述分析，可以确定复杂结构累积损伤的概率诊断评估过程为：

1）在待测结构上安装机电阻抗测量传感器，利用电压电流法获取复杂结构的阻抗信息；

2）基于机电耦合原理提取结构-传感器机电阻抗的特征参数；

3）通过稀疏传感阵列计算获得损伤累积程度与特征参数之间的对应函数关系；

4）计算损伤区域的概率诊断模型参数；

5）构建损伤累积程度的高斯概率诊断模型，并进行损伤诊断。

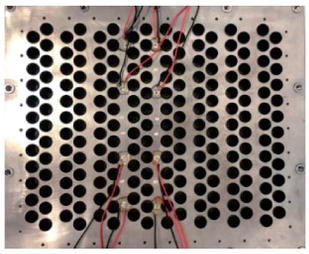
3　实验验证

3.1　实验条件

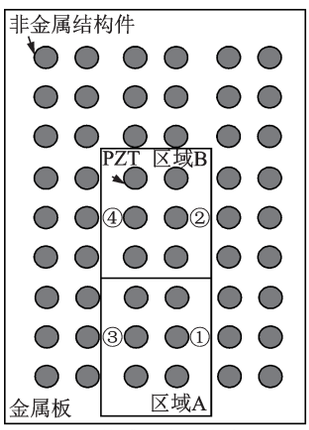
实验采用直升机进气净化结构件为对象，该结构件是典型的金属-非金属（塑料）连接结构。其结构特征为：金属板结构作为基础结构，非金属结构作为功能结构，二者粘合成为复杂结构。有限元模型呈蜂窝状，整体呈稀疏阵列排布。

按照前文所述的方法，将实验结构件按区域划分，将压电传感器（PZT）编号后对称布置，其中1个监测区域由若干个非金属构件和2个压电片组成，如图3所示。

实验中采用敲击非金属塑料件模拟高速转动的含尘空气进入发动机产生的高速冲击，结构件损伤表现为成片脱落的形式，实现累积损伤。实验硬件选用NI USB-6366进行信号发生和采集，软件部分用LabVIEW设计。参照图3所示的实验结构件分区图和图4所示的实验实物图，安装传感器如图5所示。根据已有研究成果及实验测定，确定实验中的激励信号频率的范围在20～120 kHz，正弦激励信号的固定幅值为9 V，每次频率扫描间隔量为1 kHz，总共测量101个点，设置相邻两个频率的激励信号的间隔时间为20 ms，电阻大小为10 kΩ。



(a) 金属与非金属试件
(a) Metal and non-metal specimen



(b) 传感器布置方案
(b) Sensor array layout

图 3 实验结构件

Fig.3 Experimental specimen

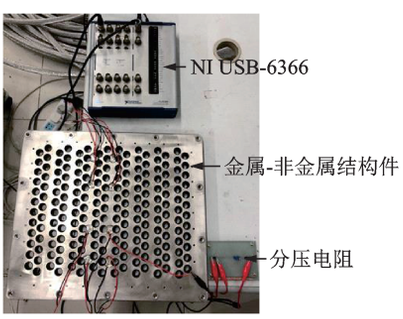


图 4 实验实物图

Fig.4 Experimental setup

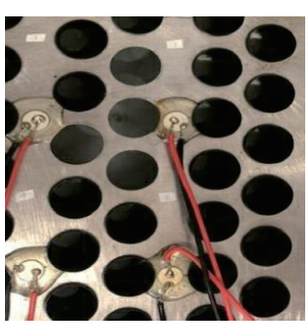


图 5 压电阵列细节排布图

Fig.5 Detailed arrangement of piezoelectric array

3.2 实验数据与结果分析

验证先选定一个待测区域累积损伤的机电阻抗特征参数 $RMSD_{Re}$，并针对其中 1 个压电片的累计损伤下的 $RMSD_{Re}$ 进行曲线拟合数据等处理，然后再展开对整体结构件的测试验证。经过前期测试，取式(4)中 $K=21.15$，$a=0.830\ 7$，$\gamma=16.23$；式(5)中取 $H=1.5$。

3.2.1 损伤区域判定

如图 4 所示，在实验中对待测 A 区域的塑料件进行人为破坏造成 4 处完全脱落。分别记录 A，B 区域 1，2，3，4 号压电片在 4 种不同程度损伤状态下的 $RMSD_{Re}$ 值。将 A，B 区域 4 种累积损伤状态和健康状态下 4 个压电片的 $RMSD_{Re}$ 值进行对比，如图 6 所示。由于损伤的发生，各个压电片的特征参数值明显增大，并且随损伤程度的加深不断增大。

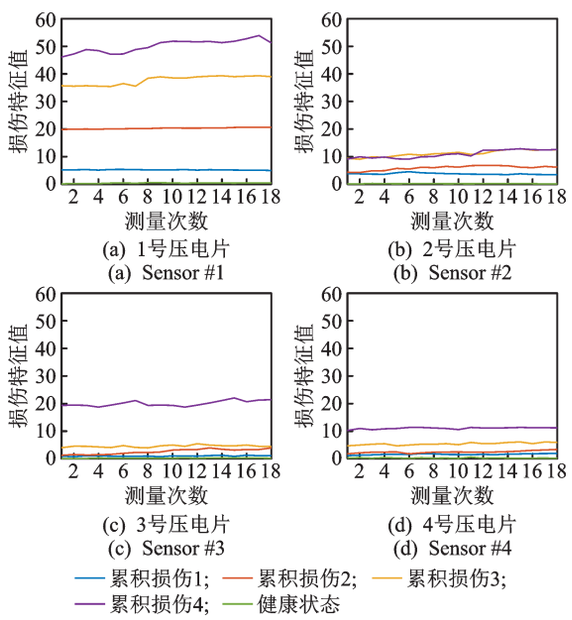


图 6 不同累积损伤下 1～4 号压电片 $RMSD_{Re}$ 变化

Fig.6 Variation of $RMSD_{Re}$ for sensor #1～#4 under different cumulative damage

根据式(5)，分别计算多种累积损伤程度下的 4 个压电片的 η 值。在式(4)拟合的幂函数方程下，同种损伤程度下传感器输出对应的 η 均表现最大，则该传感器所在区域发生损伤的概率最大。图 7 分别显示了多种累积损伤程度下压电片的 η 分布，其中 1～4 为压电片编号。根据这一结果，并基于数学欧几里得原理，确定为 1 号压电片 η 分布值最大，因此判定 1 号压电片临近的区域存在损伤。判定结果与实际情况吻合，从而实现损伤区域的判定。

3.2.2 损伤累积程度判定

根据结构件的实际损伤发生情况，设定 1 个塑料件脱落为轻微损伤，2 个塑料件脱落为轻中度损伤，3 个塑料件脱落为中重度损伤，4 个以上塑料件脱落为重度损伤。

4 种损伤情况下，对比实际测得的数据和式(4)理论值下损伤特征值与累积损伤程度之间的关系。

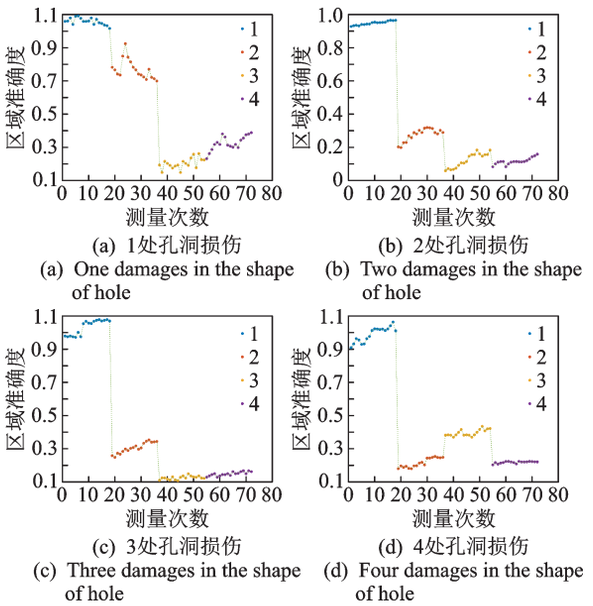


图 7　不同累积损伤程度下 1～4 号压电片的 η 分布

Fig.7　η of sensor #1～#4 under different cumulative damages

累积损伤程度与 $RMSD_{Re}$ 之间的对应关系如图 8 所示，其中 1～4 为压电片编号。根据图 8 显示结果，在累积损伤程度表现第 1 种状态时，由于累积损伤程度较小，因此损伤特征表现较弱，各个压电片之间的区分度较弱；但随着累积损伤程度的加深，累积损伤程度与 $RMSD_{Re}$ 之间的对应关系与式(4)曲线重合较好，从而验证了式(4)幂指数模型的准确性。

根据式(4)和式(6)，并结合实验测得数据，可得到不同累积损伤程度下均值和标准差，经过修正整理后的高斯概率分布的参数如表 1 所示。进一步，确定待测区域损伤特征值与累积损伤概率分布之间的高斯概率分布诊断模型，如图 9 所示。

表 1　高斯概率分布的参数

Tab.1　Parameters of the Gaussian probability distribution

参数	损伤程度			
	轻度损伤	轻中度损伤	中重度损伤	重度损伤
均值	4.920	21.386	36.451	50.672
标准差	3.5	4.5	4.0	5.0

在相同的 $RMSD_{Re}$ 下，对照不同程度累积损伤概率模型，得到的诊断概率值越大，则表明对应的损伤累积程度发生的概率越高。如图 10 所示，当塑料件脱落个数为 3、测得的 $RMSD_{Re}$ 为 35 时，带入 4 个诊断模型获得的损伤发生概率分别为：1.02×10^{-15}，0.019 672，0.828 822 17，0.003 851，可见中重度损伤附近的特征值最大，因此判定此时发生的损伤程度为中重度损伤程度，与实际结果一致。

根据建立的概率模型，重复上述实验验证，累计 36 组实验数据的损伤区域和累积损伤程度概率判定结果正确率统计如表 2 所示。

表 2　损伤诊断正确率统计

Tab.2　Accuracy of damage diagnosis　　%

统计项目	损伤程度			
	轻度损伤	轻中度损伤	中重度损伤	重度损伤
损伤区域	75	95	90	90
损伤程度	70	90	83	83

根据上述诊断结果，在轻度损伤时，由于累积损伤较小，损伤特征较弱，因此诊断正确率相对较小一些；随着累积损伤程度的加深，损伤特征值不断提高，在轻中度损伤附近，损伤区域和累积损伤程度的判定准确率提高并趋于稳定；当损伤为中重度、重度损伤开始时，由于损伤值变化率较小，因此损伤程度的判定正确率降低。

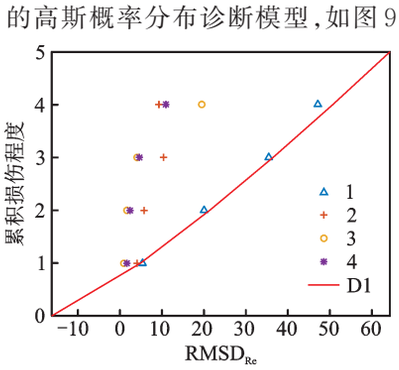


图 8　累积损伤程度与 $RMSD_{Re}$ 之间的对应关系

Fig.8　Correspondence between cumulative damage and $RMSD_{Re}$

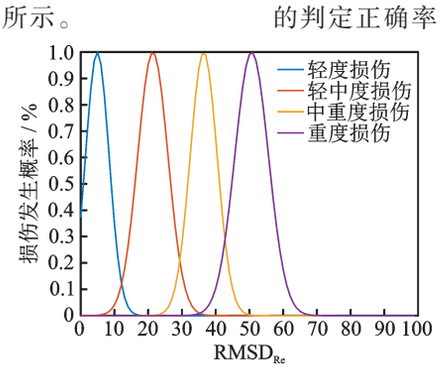


图 9　累积损伤程度的概率分布

Fig.9　Probability distribution of cumulative damage

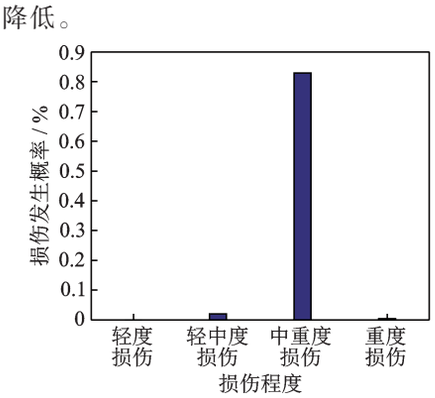


图 10　$RMSD_{Re}$ 为35时 的不同损伤程度概率分布

Fig.10　Probability distribution of different damage levels when $RMSD_{Re}$ is 35

4　结　论

1）金属与非金属复杂结构发生累积损伤时，损伤特征参数随损伤扩展变化较为明显，可有效监测到损伤区域和损伤程度，损伤概率判定的正确率较高。

2）由于不借助于结构自身模型，受结构复杂度

的影响较小,该方法还有望适用于复合材料结构件。

3) 由于传感器和损伤之间的距离对损伤特征值同样会造成一定的影响,在此1维高斯概率诊断模型的基础上,通过引入量化后的损伤距离,研究建立2维高斯概率诊断模型,将有助于提高监测的精度。

参 考 文 献

[1] KNOTH F, BREITSAMTER C H. Flow analysis of a helicopter engine side air intake[J]. Journal of Propulsion and Power, 2017, 33(5):1230-1244.

[2] 彭博,税国双,汪越胜.蜂窝夹层板结构中导波的传播特性及其脱粘损伤的检测[J].振动与冲击,2019,38(12):140-147.
PENG Bo, SHUI Guoshuang, WANG Yuesheng. Properties of guided waves propagating in honeycomb sandwich plates and the detection of disbonding damage using ultrasonic waves[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(12): 140-147. (in Chinese)

[3] 陈玉,王召巴,陈友兴,等.复合粘接结构电磁超声脱粘检测实验研究[J].核电子学与探测技术,2014,34(7):816-819,815.
CHEN Yu, WANG Zhaoba, CHEN Youxing, et al. Study on the detection of adhesive structure interface debond by electromagnetic ultrasonic[J]. Nuclear Electronics & Detection Technology, 2014, 34(7): 816-819,815. (in Chinese)

[4] 李剑,刘松平.钢/橡胶胶接结构中脱粘缺陷的Lamb波定量检测[J].无损检测,2009,31(7):525-527.
LI Jian, LIU Songping. Quantitative evaluation of disbonding in steel/rubber adhesive bonding structures by using lamb waves[J]. Nondestructive Testing, 2009, 31(7): 525-527. (in Chinese)

[5] NI Y Q, KIM J T. Wireless impedance sensor node and interface washer for damage monitoring in structural connections[J]. Advances in Structural Engineering, 2012, 15(6): 871-886.

[6] BHALLA S, PANIGRAHI R. Damage assessment of tensegrity structures using piezo transducers[J]. Meccanica, 2013, 48(6): 1465-1478.

[7] GUANGHSU C, JIEH-SHIAN Y, WIRACHMAN W. Damage detection in structures using electromechanical impedance and finite element analysis[J]. Applied Mechanics and Materials, 2016(799/800): 971-975.

[8] WANG D, SONG H, ZHU H. Numerical and experimental studies on damage detection of a concrete beam based on PZT admittances and correlation coefficient[J]. Construction & Building Materials, 2013, 49(1):564-574.

[9] YU F, MANUEL C, MOHAMED I, et al. Wave electromechanical coupling factor for the guided waves in piezoelectric composites[J]. Materials, 2018, 11(8):1406.

[10] LEE U, KIM D, PARK I. Dynamic modeling and analysis of the PZT-bonded composite Timoshenko beams: spectral element method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(6): 1585-1609.

[11] NGUYEN K D, HO D D, KIM J T. Damage detection in beam-type structures via PZT's dual piezoelectric responses[J]. Smart Structures and Systems, 2013, 11(2):217-240.

[12] 惠德畅,魏汉,张万飞,等.结构压电机电阻抗谱测试方法[J].信息化研究,2013,39(5):26-29.
HUI Dechang, WEI Han, ZHANG Wanfei, et al. Structural piezoelectric E-M impedance spectroscopy test method[J]. Information Research, 2013, 39(5): 26-29. (in Chinese)

[13] SOHN H, FARRAR C, INMAN D J. Overview of piezoelectric impedance-based health monitoring and path forward[J]. Shock & Vibration Digest, 2003, 35(6): 451-463.

[14] HU X, ZHU H, WANG D. A study of concrete slab damage detection based on the electromechanical impedance method[J]. Sensors, 2014, 14(10): 19897-19909.

[15] KIM J, YI N H, PHAN D H, et al. Development of performance based resistance capacity evaluation method for RC compression member under vehicle impact load[J]. Journal of the Korea Concrete Institute, 2010, 22(4):535-546.

[16] NAVARRO H, MARULANDA D J, ROBLEDO-CALLEJAS L, et al. Damage detection in plates using the electromechanical impedance technique based on decoupled measurements of piezoelectric transducers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 384:146-162.

[17] 严刚,周丽.基于Lamb波的复合材料结构损伤成像研究[J].仪器仪表学报,2007,28(4):583-589.
YAN Gang, ZHOU Li. Study on damage imaging for composite structure using Lamb wave[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2007, 28(4): 583-589. (in Chinese)

[18] 张东山,张志忠,刘瑜,等.基于压电阻抗方法的油气管道裂纹损伤定量研究[J].工程力学,2016,33(1):232-237.
ZHANG Dongshan, ZHANG Zhizhong, Liu Yu, et al. Piezoelectric impedance-based quantitative study on oil and gas pipeline crack damage[J]. Engineering Mechanics, 2016, 33(1): 232-237. (in Chinese)



第一作者简介:张赛男,女,1996年6月生,硕士生。主要研究方向为结构健康监测。
E-mail:1511176526@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.006

基于神经网络和子空间的非线性系统载荷识别*

庞志雅[1,2]，马志赛[1,2]，丁　千[1,2]
（1.天津大学机械工程学院　天津，300350）
（2.天津市非线性动力学与控制重点实验室　天津，300350）

摘要　由于非线性描述函数选定困难，在不同激励水平下会导致时域非线性子空间辨识过程重复繁琐。针对此问题，基于不同激励水平下时域非线性子空间方法重构的非线性恢复力数据和测量的非线性位置响应数据训练神经网络模型，等效代替响应-非线性恢复力映射关系，使得辨识过程不再依赖系统模型，只需已知非线性位置的响应即可获取非线性恢复力，计算效率得以提高。针对非线性系统外载荷难以测量的问题，利用响应-非线性恢复力映射关系的神经网络模型预测非线性恢复力，进一步提出基于神经网络和子空间法的载荷识别方法，并通过间隙非线性结构的数值与实验研究验证了所提载荷识别方法的有效性和可行性。

关键词　子空间辨识；神经网络；载荷识别；间隙非线性
中图分类号　TH113.1；O322

引　言

非线性系统广泛存在于现实世界中，例如物体之间的接触和滑动会引起摩擦非线性[1]，加工超差、装配误差和使用磨损等因素会造成结构连接部位出现间隙非线性[2-3]等。随着工程应用领域的不断拓展和设计需求的日益增长，非线性系统的动力学反问题受到了越来越多的关注。结构动力学反问题包括系统辨识和载荷识别2类基本问题，但在处理和解决实际工程问题时，系统辨识和载荷识别常常是相互耦合的。

通过系统辨识手段描述非线性系统的动态特性和行为是解决其动力学问题的关键，非线性系统辨识已逐渐成为结构动力学领域的研究热点之一。文献[4-5]回顾了近几十年来结构动力学中非线性系统辨识的研究进展，并对线性化、时域、频域、时频分析、非线性模态分析、黑箱建模和模型更新等参数估计方法进行了综述，其中时域法由于无需将数据转换至频域，凭借可有效避免泄露和混频等优点得到了迅速发展。文献[6-7]提出了一种将非线性项视作标称线性系统的内反馈力，进而利用线性子空间理论对非线性系统进行辨识的时域方法，即时域非线性子空间辨识方法，该方法具有良好的调节和计算能力，可以同时辨识多个非线性项，并且克服了由于信号相关性增加导致非线性项和标称线性系统频响函数在共振区附近估计精度较低的缺点。Noël等[8]采用时域非线性子空间方法对含强非线性特征的卫星结构进行了辨识，得到其标称线性系统的模态参数和非线性项，并在辨识精度和计算效率等方面与频域非线性子空间方法进行了比较。Sun等[9]采用时域非线性子空间辨识法对全动舵面进行了辨识，指出该方法由于利用几何框架和数值线性代数分解，具有一定的鲁棒性和高性能。Zhang等[10]将非线性系统分为标称线性系统和局部非线性部分，分2步估计标称线性系统的频响函数和非线性部分的系数，提高了时域非线性子空间方法的精度与可靠性。

虽然子空间方法具有优良的性能，但对于非线性系统来说，非线性描述函数的选定仍然是辨识过程中的难点之一。例如，现有的多项式拟合法[11]、三线性函数法[12]等都会使辨识过程变得繁琐，且具有一定的局限性。此外，不同的激励水平往往会激发出具有明显差异的非线性恢复力，使得每一次实验都需要重复繁琐的选定过程，这也在一定程度上造成了人力与时间的耗费。

在进行系统辨识时，时域非线性子空间辨识方法通常需要已知响应和外载荷数据，但在某些情况下，外载荷是未知或难以测量的。准确了解结构系统所承受的真实外载荷特性，对于结构响应预测、设

* 国家自然科学基金资助项目（11802201，11972245）；航空科学基金资助项目（2020Z009048001）；天津市自然科学基金资助项目（21JCQNJC00360）；天津市青年人才托举工程资助项目（TJSQNTJ-2020-01）
收稿日期：2020-10-24；修回日期：2020-12-28

计优化及故障诊断等都具有重要意义[13-14]。因此，载荷识别问题受到了许多学者的关注，并已发展出多种辨识方法[15-18]。杨智春等[19]对动载荷的识别方法进行了述评，并介绍了神经网络在载荷识别中的应用。程光等[20]将一种改进的BP神经网络方法用于双跨转子系统的载荷识别，通过拾取实验信号进行预测证明了方法的有效性。然而，上述这些方法大多集中于处理与线性系统有关的载荷识别问题，但在实际工程中非线性系统更为普遍[21]，且由于非线性恢复力的存在，其载荷识别问题往往更为困难。

神经网络可以通过自适应训练过程来学习变量之间的关系，进而代替传统的机理建模[22]。经过大量数据训练后的神经网络模型可以等效代替响应-非线性恢复力映射关系，只需已知非线性位置的响应即可获得非线性恢复力，可有效避免重复繁琐的辨识过程。

因此，针对外载荷难以测量的情况，笔者旨在结合神经网络和子空间法对非线性系统载荷识别方法进行研究，并开展相应的数值与实验验证。

1 时域非线性子空间辨识方法

1.1 状态空间模型

对于一个包含 h 自由度的非线性时不变系统，其动力学方程可以表示为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{z}}(t)+\boldsymbol{C}_{\mathrm{v}}\dot{\boldsymbol{z}}(t)+\boldsymbol{K}\mathrm{z}(t)+\sum_{j=1}^{p}\mu_j\boldsymbol{L}_{nj}g_j(t)=\boldsymbol{f}(t) \tag{1}$$

其中：$\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{C}_{\mathrm{v}}$ 和 $\boldsymbol{K}$ 分别为质量、阻尼和刚度矩阵；下标 v 表示黏性；$\boldsymbol{z}(t)$, $\dot{\boldsymbol{z}}(t)$, $\ddot{\boldsymbol{z}}(t)$ 分别为连续时间 t 时刻的位移向量、速度向量和加速度向量；$\boldsymbol{f}(t)$ 为载荷向量；非线性项 $\sum_{j=1}^{p}\mu_j\boldsymbol{L}_{nj}g_j(t)$ 由 p 个分量的总和构成；μ_j 为非线性参数；$g_j(t)$ 为非线性描述函数，代表非线性类型；$\boldsymbol{L}_{nj}$ 为非线性元素的位置向量，通常 $\boldsymbol{L}_{nj}$ 中元素的取值为1，0或−1。

引入状态向量 $\boldsymbol{x}(t)=[\boldsymbol{z}(t), \dot{\boldsymbol{z}}(t)]^{\mathrm{T}}$，则式(1)的状态空间模型形式可以表示为

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{x}}(t)=\boldsymbol{A}_{\mathrm{c}}\boldsymbol{x}(t)+\boldsymbol{B}_{\mathrm{c}}\boldsymbol{u}(t)\\ \boldsymbol{y}=\boldsymbol{C}\boldsymbol{x}(t)+\boldsymbol{D}\boldsymbol{u}(t)\end{cases} \tag{2}$$

其中：$\boldsymbol{u}(t)=[\boldsymbol{f}(t), -\boldsymbol{g}_1(t), \cdots, -\boldsymbol{g}_p(t)]^{\mathrm{T}}$ 为扩展输入向量；下标 c 表示连续时间。

1.2 时域非线性子空间辨识

在实际测量中，采样都是基于离散时间点的，故可以将式(2)描述的连续时间状态空间模型转换为离散时间状态空间模型

$$\begin{cases}\boldsymbol{x}_{k+1}=\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}_k+\boldsymbol{B}\boldsymbol{u}_k\\ \boldsymbol{y}_k=\boldsymbol{C}\boldsymbol{x}_k+\boldsymbol{D}\boldsymbol{u}_k\end{cases} \tag{3}$$

其中：k 为时间序列；$\boldsymbol{A}$, $\boldsymbol{B}$, $\boldsymbol{C}$ 和 $\boldsymbol{D}$ 分别为离散时间状态空间模型中的系统矩阵、输入矩阵、输出矩阵和反馈矩阵。

离散时间的系统矩阵和输入矩阵与连续时间的系统矩阵和输入矩阵的关系为

$$\begin{cases}\boldsymbol{A}=\mathrm{e}^{\boldsymbol{A}_{\mathrm{c}}\Delta t}\\ \boldsymbol{B}=(\mathrm{e}^{\boldsymbol{A}_{\mathrm{c}}\Delta t}-\boldsymbol{I})\boldsymbol{A}_{\mathrm{c}}^{-1}\boldsymbol{B}_{\mathrm{c}}\end{cases} \tag{4}$$

子空间方法的思想在于：通过未知的确定性系统生成测量数据总长度为 s 的输入向量和输出向量，利用线性代数工具辨识离散时间状态空间模型中的状态空间矩阵，一旦状态已知，辨识问题就成为了未知系统矩阵中的线性最小二乘问题[23]。实现状态空间矩阵的辨识首先需要确定扩展可观测矩阵 $\boldsymbol{\Gamma}_i$。通过对式(3)进行迭代，可得到

$$\boldsymbol{y}_k=\boldsymbol{C}\boldsymbol{A}^{k-1}\boldsymbol{x}_1+\boldsymbol{C}\boldsymbol{A}^{k-2}\boldsymbol{B}\boldsymbol{u}_1+\cdots+\boldsymbol{C}\boldsymbol{B}\boldsymbol{u}_{k-1}+\boldsymbol{D}\boldsymbol{u}_k \tag{5}$$

根据式(5)，输入-输出矩阵方程可以写为

$$\begin{cases}\boldsymbol{Y}_{\mathrm{p}}=\boldsymbol{\Gamma}_i\boldsymbol{X}_{\mathrm{p}}+\boldsymbol{H}_i\boldsymbol{U}_{\mathrm{p}}\\ \boldsymbol{Y}_{\mathrm{f}}=\boldsymbol{\Gamma}_i\boldsymbol{X}_{\mathrm{f}}+\boldsymbol{H}_i\boldsymbol{U}_{\mathrm{f}}\end{cases} \tag{6}$$

其中：下标 p 表示过去；f 表示未来；块行数 i 由用户定义，应大于辨识系统的阶数 n。

类似于未来的输入和输出，未来状态序列表示为 $\boldsymbol{X}_{\mathrm{f}}$，状态序列定义为

$$\boldsymbol{X}_{\mathrm{f}}=\boldsymbol{X}_i\overset{\mathrm{def}}{=}(\boldsymbol{x}_i\ \ \boldsymbol{x}_{i+1}\ \ \cdots\ \ \boldsymbol{x}_{i+j-2}\ \ \boldsymbol{x}_{i+j-1}) \tag{7}$$

式(6)中的扩展可观测矩阵 $\boldsymbol{\Gamma}_i$ 为

$$\boldsymbol{\Gamma}_i\overset{\mathrm{def}}{=}[\boldsymbol{C}, \boldsymbol{C}\boldsymbol{A}, \boldsymbol{C}\boldsymbol{A}^2, \cdots, \boldsymbol{C}\boldsymbol{A}^{i-1}]^{\mathrm{T}} \tag{8}$$

式(6)中的扩展下三角 Toeplitz 矩阵 $\boldsymbol{H}_i$ 为

$$\boldsymbol{H}_i\overset{\mathrm{def}}{=}\begin{bmatrix}\boldsymbol{D} & 0 & 0 & \cdots & 0\\ \boldsymbol{C}\boldsymbol{B} & \boldsymbol{D} & 0 & \cdots & 0\\ \boldsymbol{C}\boldsymbol{A}\boldsymbol{B} & \boldsymbol{C}\boldsymbol{B} & \boldsymbol{D} & \cdots & 0\\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots\\ \boldsymbol{C}\boldsymbol{A}^{i-2}\boldsymbol{B} & \boldsymbol{C}\boldsymbol{A}^{i-3}\boldsymbol{B} & \boldsymbol{C}\boldsymbol{A}^{i-4}\boldsymbol{B} & \cdots & \boldsymbol{D}\end{bmatrix} \tag{9}$$

将输入、输出数据收集到块 Hankel 矩阵中

$$\boldsymbol{U}_{0|2i-1}\overset{\mathrm{def}}{=}\begin{bmatrix}\boldsymbol{u}_0 & \boldsymbol{u}_1 & \cdots & \boldsymbol{u}_{l-1}\\ \boldsymbol{u}_1 & \boldsymbol{u}_2 & \cdots & \boldsymbol{u}_l\\ \vdots & \vdots & & \vdots\\ \boldsymbol{u}_{i-1} & \boldsymbol{u}_i & \cdots & \boldsymbol{u}_{i+l-2}\\ \hline \boldsymbol{u}_i & \boldsymbol{u}_{i+1} & \cdots & \boldsymbol{u}_{i+l-1}\\ \boldsymbol{u}_{i+1} & \boldsymbol{u}_{i+2} & \cdots & \boldsymbol{u}_{i+l}\\ \vdots & \vdots & & \vdots\\ \boldsymbol{u}_{2i-1} & \boldsymbol{u}_{2i} & \cdots & \boldsymbol{u}_{2i+l-2}\end{bmatrix}\overset{\mathrm{def}}{=}\begin{bmatrix}\boldsymbol{U}_{\mathrm{p}}\\ \hline \boldsymbol{U}_{\mathrm{f}}\end{bmatrix} \tag{10}$$

$$Y_{0|2i-1}\overset{\text{def}}{=}\left[\begin{array}{cccc} \boldsymbol{y}_0 & \boldsymbol{y}_1 & \cdots & \boldsymbol{y}_{l-1} \\ \boldsymbol{y}_1 & \boldsymbol{y}_2 & \cdots & \boldsymbol{y}_l \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \boldsymbol{y}_{i-1} & \boldsymbol{y}_i & \cdots & \boldsymbol{y}_{i+l-2} \\ \hline \boldsymbol{y}_i & \boldsymbol{y}_{i+1} & \cdots & \boldsymbol{y}_{i+l-1} \\ \boldsymbol{y}_{i+1} & \boldsymbol{y}_{i+2} & \cdots & \boldsymbol{y}_{i+l} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \boldsymbol{y}_{2i-1} & \boldsymbol{y}_{2i} & \cdots & \boldsymbol{y}_{2i+l-2} \end{array}\right]\overset{\text{def}}{=}\left[\begin{array}{c} Y_{\mathrm{p}} \\ \hline Y_{\mathrm{f}} \end{array}\right] \tag{11}$$

当列数 l 满足 $l=s-2i+1$ 时，意味着给定长度的数据可被充分利用。

根据式(10)和式(11)，可将过去的输入、输出数据收集到块 Hankel 矩阵 $\boldsymbol{W}_{\mathrm{p}}\overset{\text{def}}{=}\left[\boldsymbol{U}_{\mathrm{p}}/\boldsymbol{Y}_{\mathrm{p}}\right]$。$\boldsymbol{Y}_{\mathrm{f}}$ 的行空间沿着 $\boldsymbol{U}_{\mathrm{f}}$ 的行空间在 $\boldsymbol{W}_{\mathrm{p}}$ 的行空间上的斜投影可定义为 $\boldsymbol{\vartheta}_i$

$$\boldsymbol{\vartheta}_i\overset{\text{def}}{=}\boldsymbol{Y}_{\mathrm{f}}/_{\boldsymbol{U}_{\mathrm{f}}}\boldsymbol{W}_{\mathrm{p}}=\left[\boldsymbol{Y}_{\mathrm{f}}/\boldsymbol{U}_i^{\perp}\right]\left[\boldsymbol{W}_{\mathrm{p}}/\boldsymbol{U}_i^{\perp}\right]^{\dagger}\boldsymbol{W}_{\mathrm{p}} \tag{12}$$

其中：符号‘$\perp$’表示正交补；‘$\dagger$’表示广义逆[23]。

对加权斜投影进行奇异值分解

$$\boldsymbol{W}_1\boldsymbol{\vartheta}_i\boldsymbol{W}_2=\boldsymbol{U}\boldsymbol{S}\boldsymbol{V}^{\mathrm{T}}=\left[\boldsymbol{U}_1\quad\boldsymbol{U}_2\right]\begin{bmatrix}\boldsymbol{S}_1 & 0\\ 0 & \boldsymbol{S}_2\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\boldsymbol{V}_1^{\mathrm{T}}\\ \boldsymbol{V}_2^{\mathrm{T}}\end{bmatrix} \tag{13}$$

其中：$\boldsymbol{W}_1$ 和 $\boldsymbol{W}_2$ 为用户定义的权重矩阵，$\boldsymbol{W}_1$ 需满秩，$\boldsymbol{W}_2$ 需遵循 $\mathrm{rank}(\boldsymbol{W}_{\mathrm{p}})=\mathrm{rank}(\boldsymbol{W}_{\mathrm{p}}\boldsymbol{W}_2)$[23]。

当无噪声存在时，斜投影只有 n 个非零奇异值；当噪声存在时，则有 n 个以上非零奇异值。通过观察奇异值可以确定模型阶数 n，进而确定 $\boldsymbol{U}_1$ 和 $\boldsymbol{S}_1$。可观测矩阵则通过 $\hat{\boldsymbol{\Gamma}}_i=\boldsymbol{U}_1\boldsymbol{S}_1^{1/2}$ 得到。

系统矩阵 $\boldsymbol{A}$ 通过 $\boldsymbol{A}=\underline{\boldsymbol{\Gamma}_i}^{\dagger}\overline{\boldsymbol{\Gamma}_i}$ 确定，输出矩阵 $\boldsymbol{C}$ 由 $\boldsymbol{\Gamma}_i$ 的前 N_{o} 行确定，N_{o} 为输出的数量；输入矩阵 $\boldsymbol{B}$ 和反馈矩阵 $\boldsymbol{D}$ 则采用最小二乘求解以下线性方程组确定

$$\begin{pmatrix}\boldsymbol{M}_1\\ \boldsymbol{M}_2\\ \vdots\\ \boldsymbol{M}_i\end{pmatrix}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{\Theta}_1 & \boldsymbol{\Theta}_2 & \cdots & \boldsymbol{\Theta}_{i-1} & \boldsymbol{\Theta}_i\\ \boldsymbol{\Theta}_2 & \boldsymbol{\Theta}_3 & \cdots & \boldsymbol{\Theta}_i & 0\\ \boldsymbol{\Theta}_3 & \boldsymbol{\Theta}_4 & \cdots & 0 & 0\\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots\\ \boldsymbol{\Theta}_i & 0 & \cdots & 0 & 0\end{bmatrix}\begin{pmatrix}I_l & 0\\ 0 & \underline{\boldsymbol{\Gamma}_i}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}D\\ B\end{pmatrix} \tag{14}$$

其中：$\overline{\boldsymbol{\Gamma}_i}$ 为去掉 $\boldsymbol{\Gamma}_i$ 的前 N_o 行；$\underline{\boldsymbol{\Gamma}_i}$ 为去掉 $\boldsymbol{\Gamma}_i$ 的后 N_o 行；$\boldsymbol{\Theta}_i$ 表示 $\boldsymbol{\Gamma}_i^{\perp}$。

在完成非线性系统的状态空间矩阵的估计后，可进一步计算扩展频响函数[6]，即

$$\begin{aligned}\boldsymbol{H}_{\mathrm{E}}(\omega)&=\boldsymbol{D}+\boldsymbol{C}(\mathrm{i}\omega\boldsymbol{I}-\boldsymbol{A}_{\mathrm{c}})^{-1}\boldsymbol{B}_{\mathrm{c}}=\\ &\left[\boldsymbol{H}_{\mathrm{L}}\quad\boldsymbol{H}_{\mathrm{L}}\mu_1\boldsymbol{L}_{n1}\quad\cdots\quad\boldsymbol{H}_{\mathrm{L}}\mu_p\boldsymbol{L}_{np}\right]\end{aligned} \tag{15}$$

其中：$\boldsymbol{H}_{\mathrm{L}}=(\boldsymbol{K}+\mathrm{i}\omega\boldsymbol{C}_{\mathrm{v}}-\omega^2\boldsymbol{M})^{-1}$ 为非线性系统中的标称线性频响函数；下标 L 表示标称线性；E 表示扩展。

由式(15)可辨识得到标称频响函数及非线性参数。

2　基于神经网络的载荷识别

2.1　神经网络模型的训练

为解决时域非线性子空间辨识过程中非线性描述函数选定困难造成的辨识过程重复繁琐、计算耗时长等问题，本节旨在训练一个从非线性位置响应信号映射到非线性恢复力的神经网络模型，用以代替非线性描述函数的选定过程和时域非线性子空间辨识过程，如图 1 所示。

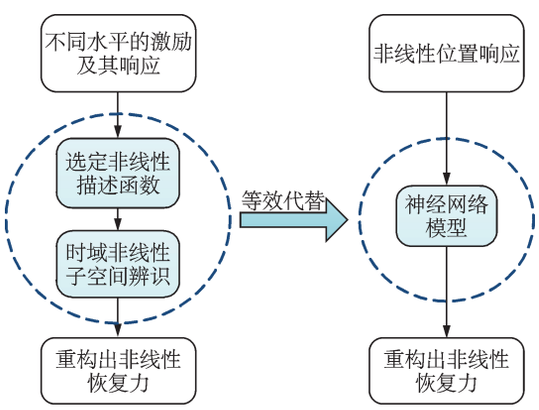


图 1　神经网络模型等效代替辨识过程的示意图

Fig.1　Schematic diagram of identification process equivalently represented by neural network models

针对非线性系统，基于大量数据对神经网络模型进行训练，网络的输入为非线性位置的响应，期望输出为时域非线性子空间辨识中采用三线性函数法重构的非线性恢复力，使用所需的网络层数、神经元个数、激活函数和训练算法等参数构建网络模型[19]，然后进行迭代训练，直到实际输出与期望输出之间的误差达到可接受的范围。训练数据越多且标定质量越好，训练后的神经网络模型表征能力越强，越能以高精度逼近复杂的输入-输出关系。若对结果精度有更高的要求，可以采取增加隐含层或神经元的数量，获得更大的训练数据集，尝试不同的训练算法等方式。

需要注意的是增加训练数据有助于提高神经网络模型的逼近精度，但付出的代价是网络模型可能会更加复杂，所需要的训练时间也更长。因此，在用神经网络模型等效描述响应-非线性恢复力映射关系时，通常需要在逼近精度和计算效率之间做适当折中。

2.2　载荷识别

根据非线性项视作反馈力的思想，式(1)可以

写为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{z}}(t)+\boldsymbol{C}_{\mathrm{v}}\dot{\boldsymbol{z}}(t)+\boldsymbol{K}\boldsymbol{z}(t)=\boldsymbol{f}(t)-\boldsymbol{f}_{\mathrm{nl}}(t)=\boldsymbol{f}_{\mathrm{sum}}(t) \tag{16}$$

其中：$\boldsymbol{f}_{\mathrm{sum}}(t)$为非线性恢复力$\boldsymbol{f}_{\mathrm{nl}}(t)$与外载荷$\boldsymbol{f}(t)$的合力，此时系统可看作是一个受合力的线性系统；下标nl表示非线性。

与式(6)同理，载荷识别模型可以写为

$$\boldsymbol{Z}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{z}(0)\\ \boldsymbol{z}(1)\\ \vdots\\ \boldsymbol{z}(k)\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{C}_{\mathrm{L}}\\ \boldsymbol{C}_{\mathrm{L}}\boldsymbol{A}_{\mathrm{L}}\\ \vdots\\ \boldsymbol{C}(\boldsymbol{A}_{\mathrm{L}})^{k}\end{bmatrix}\boldsymbol{x}(0)+\begin{bmatrix}\boldsymbol{D}_{\mathrm{L}} & 0 & \cdots & 0\\ \boldsymbol{C}_{\mathrm{L}}\boldsymbol{B}_{\mathrm{L}} & \boldsymbol{D}_{\mathrm{L}} & \cdots & 0\\ \vdots & \vdots & & \vdots\\ \boldsymbol{C}_{\mathrm{L}}(\boldsymbol{A}_{\mathrm{L}})^{k-1}\boldsymbol{B}_{\mathrm{L}} & \cdots & \boldsymbol{C}_{\mathrm{L}}\boldsymbol{B}_{\mathrm{L}} & \boldsymbol{D}_{\mathrm{L}}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\boldsymbol{f}_{\mathrm{sum}}(0)\\ \boldsymbol{f}_{\mathrm{sum}}(1)\\ \vdots\\ \boldsymbol{f}_{\mathrm{sum}}(k)\end{bmatrix} \tag{17}$$

根据零初始条件$\boldsymbol{x}(0)=0$，式(17)可以重写为

$$\boldsymbol{Z}=\boldsymbol{H}\boldsymbol{F}_{\mathrm{sum}} \tag{18}$$

一旦获得标称线性系统状态空间矩阵$\boldsymbol{A}_{\mathrm{L}}$，$\boldsymbol{B}_{\mathrm{L}}$，$\boldsymbol{C}_{\mathrm{L}}$和$\boldsymbol{D}_{\mathrm{L}}$，就可以确定矩阵$\boldsymbol{H}$，对式(18)进行最小二乘法估计，即可得到输入合力$\boldsymbol{f}_{\mathrm{sum}}(t)$。

根据式(16)可以计算作用在系统上的外载荷为

$$\boldsymbol{f}(t)=\boldsymbol{f}_{\mathrm{sum}}(t)+\boldsymbol{f}_{\mathrm{nl}}(t) \tag{19}$$

由基于子空间法建立的载荷识别模型可知，非线性恢复力是识别非线性系统外载荷的关键。因此，利用训练后的神经网络模型预测非线性恢复力，可使非线性系统载荷识别得以实现。需要注意的是，本研究识别的载荷为时域的时间历程数据。

3 数值算例

间隙作为一种常见的非线性现象，广泛存在于工程结构中。间隙的存在会改变工程结构的动力学特性，进而导致动力学响应预测困难，甚至引发工程结构出现精度低、寿命短等问题。在系统辨识中，间隙相关非线性参数的确定是非常关键的，也是消除和控制间隙的必要条件[24]。对于间隙非线性系统来说，需要辨识的非线性参数包括间隙值和接触刚度。由于间隙值很小的误差就会导致接触刚度值出现较大的误差[24]，确定间隙值成为辨识间隙接触刚度的前提。本节以3自由度间隙非线性结构为例，说明所提方法的过程和性能。

3.1 3自由度间隙非线性结构

考虑一个3自由度间隙非线性结构，如图2所示，其动力学方程为

$$\boldsymbol{M}\begin{bmatrix}\ddot{z}_1(t)\\ \ddot{z}_2(t)\\ \ddot{z}_3(t)\end{bmatrix}+\boldsymbol{C}_{\mathrm{v}}\begin{bmatrix}\dot{z}_1(t)\\ \dot{z}_2(t)\\ \dot{z}_3(t)\end{bmatrix}+\boldsymbol{K}\begin{bmatrix}z_1(t)\\ z_2(t)\\ z_3(t)\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}0\\ f_{\mathrm{nl}}(t)\\ 0\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}f_1(t)\\ f_2(t)\\ f_3(t)\end{bmatrix} \tag{20}$$

其中：$\boldsymbol{M}$，$\boldsymbol{C}_v$和$\boldsymbol{K}$分别为3自由度结构的质量、阻尼和刚度矩阵；$z_h(t)$，$\dot{z}_h(t)$和$\ddot{z}_h(t)$分别为各自由度的位移、速度和加速度；$f_{\mathrm{nl}}(t)$为间隙非线性恢复力；$f_h(t)$为各自由度的外载荷。

非线性恢复力可表示为

$$f_{\mathrm{nl}}(t)=k_{\mathrm{c}}g(t)=k_{\mathrm{c}}\begin{cases}z_2(t)-d_{\mathrm{c}} & (z_2(t)>d_{\mathrm{c}})\\ 0 & (z_2(t)\leqslant d_{\mathrm{c}})\end{cases} \tag{21}$$

其中：k_{c}为间隙接触刚度；d_{c}为间隙值；z_2为非线性位置的位移响应。

式(21)表示的间隙非线性的恢复力曲线如图3所示。

该3自由间隙非线性结构系统的基本参数如表1所示。

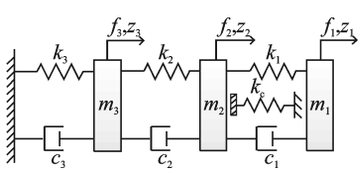


图2 3自由度间隙非线性结构的示意图

Fig.2 Schematic diagram of a three degrees-of-freedom structure with clearance nonlinearity

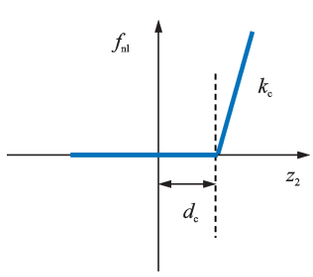


图3 间隙非线性的恢复力曲线

Fig.3 Restoring force curve of clearance nonlinearity

表1 数值算例的系统参数

Tab.1 System parameters of the numerical example

m_i/kg (i=1,2,3)	k_i/(N•m^{-1}) (i=1,2,3)	c_i/((N•s)•m^{-1}) (i=1,2,3)	k_{c}/(N•m^{-3})	d_{c}/m
1.3	2×10^4	5	1×10^6	0.001

3.2　时域非线性子空间的系统辨识

对该结构的每个自由度各施加一个激励，选取的激励均为零均值高斯白噪声，即在任意两个不同时刻的采样信号均是统计独立的。利用Runge-Kutta方法数值仿真得到振动位移响应。仿真过程中，采样频率设置为1 kHz，采样时长为10 s，生成样本数据长度为10^4。以1组激励信号的均方根（root mean square，简称RMS）分别为39.445 4，40.178 3和39.839 8 N的仿真数据为例对辨识过程进行详细说明。

对于间隙非线性系统来说，间隙值的确定是辨识间隙接触刚度的前提。目前，已经发展了很多辨识间隙的方法，包括三线性函数法[6]、概率密度函数导数图法[24]和恢复力曲面法[25]等。笔者使用三线性函数法对间隙值进行辨识。根据仿真响应数据，将正位移范围[0，max($z(t)$)]划分为11个等距的间隔$\left[d_{j-1},d_j\right]$。只有当测量的正位移超过用户定义的值时，每个非线性描述函数才有非零贡献。参考式(21)，11个非线性恢复力可被定义为

$$f_{\mathrm{nl}_j}(t)=\mu_j g_j(t)=\mu_j\begin{cases}z_2(t)-d_j & \left(z_2(t)>d_j\right)\\ 0 & \left(z_2(t)\leqslant d_j\right)\end{cases}\tag{22}$$

其中：d_j为用户定义的间隙值；f_{nl_j}和μ_j分别为第j个非线性项的非线性恢复力和非线性参数。

利用时域非线性子空间辨识方法，可以分别得到每个非线性项中非线性恢复力的贡献和接触刚度的贡献，贡献较大且集中的区域即为间隙值附近。区间[0，max($z(t)$)]内的非线性恢复力和非线性参数分布如图4和图5所示。

为了得到更精确的间隙值，可以进一步缩小选定间隙范围为[0.8 mm，1.2 mm]，等距划分为4份，如图6和图7所示。从图中可以看出，间隙值主要集中在1 mm附近。图8给出了重构的非线性恢复力特性曲线与真实非线性恢复力特性曲线的对比。同时，该方法也可以辨识结构的状态空间矩阵，进而得到标称线性频响函数，如图9所示。

结果表明，时域非线性子空间辨识方法可以获取准确的非线性参数值，然而过程较为繁琐，且每一次实验都需要重复上述辨识过程。

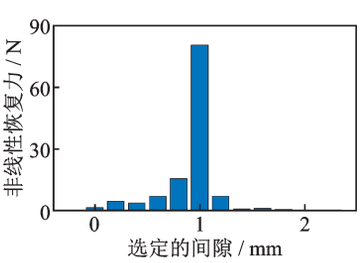


图4　区间[0，max($z(t)$)]内的非线性恢复力分布

Fig.4　Distribution of nonlinear restoring force in [0，max($z(t)$)]

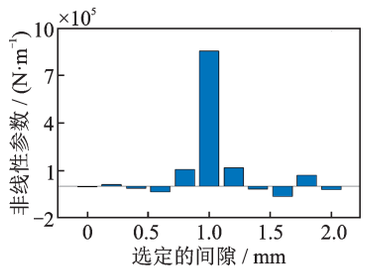


图5　区间[0，max($z(t)$)]内的非线性参数分布

Fig.5　Distribution of nonlinear parameters in [0，max($z(t)$)]

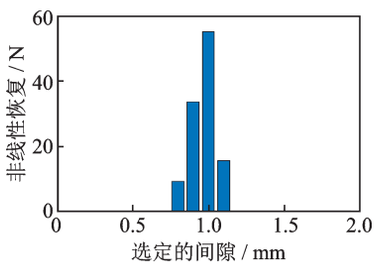


图6　区间[0.8 mm，1.2 mm]内的非线性恢复力分布

Fig.6　Distribution of nonlinear restoring force in [0.8 mm，1.2 mm]

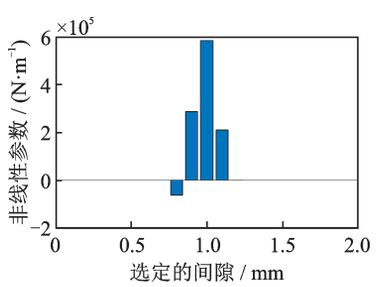


图7　区间[0.8 mm，1.2 mm]内的非线性参数分布

Fig.7　Distribution of nonlinear parameters in [0.8 mm，1.2 mm]

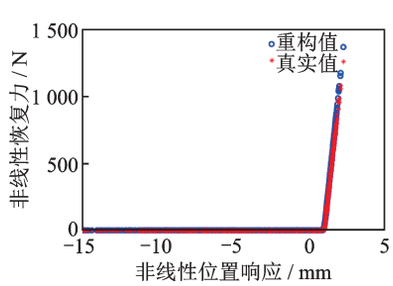


图8　重构的非线性恢复力特性曲线与真实曲线

Fig.8　The reconstructed and true nonlinear restoring force characteristic curve

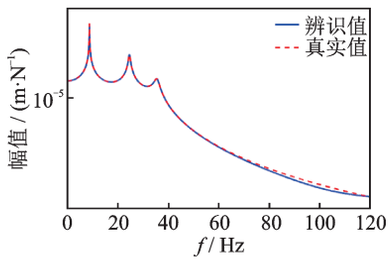


图 9 辨识得到的标称线性频响函数 H_{22} 曲线与真实曲线

Fig.9 The identified and true nominal linear frequency response function H_{22} curve

3.3 响应-非线性恢复力映射关系的神经网络模型训练

使用 25 组不同激励水平的载荷作用在结构上，利用时域非线性子空间辨识方法和三线性函数法重构对应的响应-非线性恢复力映射关系。用以训练的神经网络模型示意图如图 10 所示。

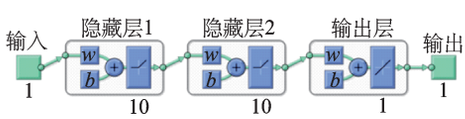


图 10 响应-非线性恢复力映射关系的神经网络模型示意图

Fig.10 Schematic diagram of the neural network models for nonlinear restoring force -response mapping relations

图 10 显示的神经网络模型含有 2 个隐含层，每个隐含层有 10 个神经元，使用 Levenberg-Marquardt 训练算法，图中 w 表示权重参数，b 表示偏置参数。由于训练过程中使用的数据较少，且响应-非线性恢复力映射关系较为简单，在网络模型结构选取时，通过对多种不同层数、单元数及激活函数进行预实验以确定最优模型。从结果和计算效率的角度综合考虑，选择具有 2 个隐含层、每层 10 个神经元的神经网络模型进行训练即可达到较高精度。另外，反向传播训练算法 Levenberg-Marquardt 有利于梯度形式较简单的激活函数，且激活函数的梯度计算涉及到优化过程，结合间隙非线性特征，笔者选取 Positive linear 函数作为激活函数，其中输入为 25 组不同激励水平下的非线性位置响应，输出为时域非线性子空间辨识方法和三线性函数法重构的非线性恢复力。将输入-输出数据随机分成 3 个集合，其中 70% 用于训练，15% 用于验证，15% 用于完全独立的神经网络模型泛化测试。使用与上节系统辨识所用的相同仿真数据，通过训练后的神经网络模型进行预测，发现预测值与真实值吻合良好，如图 11 所示。

结果表明，训练后的神经网络模型可以等效代替响应-非线性恢复力映射关系，即不论激励水平大小如何，只需已知非线性位置的响应即可获取非线性恢复力。

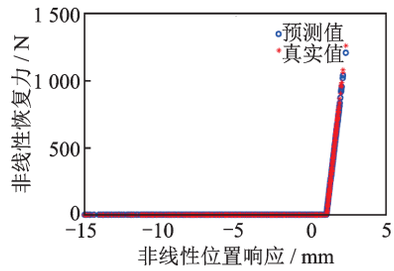


图 11 神经网络模型预测的非线性恢复力特性曲线与真实曲线

Fig.11 Predicted by neural network models and true nonlinear restoring force characteristic curve

3.4 载荷识别

利用 3.3 节神经网络模型预测的非线性恢复力和测量的振动响应可以对非线性系统的外载荷进行识别。同样以激励信号 RMS 分别为 39.445 4，40.178 3 和 39.839 8 N 的仿真数据为例对识别过程进行详细说明。根据式(18)表示的基于子空间方法建立的载荷识别模型计算各自由度的合力，其中非线性位置的识别合力与真实合力对比结果如图 12 所示。图 13 为训练后的神经网络模型预测的非线性恢复力-时间关系。由式(19)可知，3 自由度外载荷计算公式为

$$\begin{bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \\ f_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{\text{sum1}}(t) \\ f_{\text{sum2}}(t) \\ f_{\text{sum3}}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ f_{\text{nl}}(t) \\ 0 \end{bmatrix} \tag{23}$$

为了量化非线性系统载荷识别结果的精度，引入平均绝对误差评价指标(mean absolute error，简称 MAE)

$$\text{MAE} = \frac{1}{q}\sum_{t=1}^{q}\left|\hat{f} - f\right| \tag{24}$$

其中：q 为数据总数量；$\hat{f}$ 为识别值；f 为真实值。

结合图 12 和图 13，可识别出非线性位置的外载

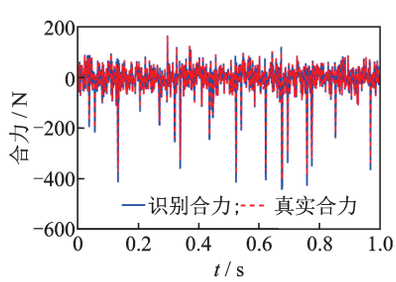


图 12 非线性位置识别的合力与真实合力

Fig.12 Identified and true resultant force at the nonlinear position

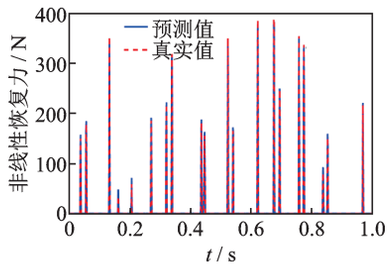


图 13　神经网络模型预测的非线性恢复力与真实非线性恢复力

Fig.13　Predicted by neural network models and true nonlinear restoring force

荷与真实载荷，如图 14 所示，其 MAE 值为 3.243 2。对于 1，3 自由度来说，由于没有非线性恢复力的存在，识别出的合力即为外载荷，以第 1 自由度载荷识别结果为例，如图 15 所示，其 MAE 值为 1.274 4。结果表明，识别出的外载荷曲线与真实载荷曲线吻合良好，验证了所提载荷识别方法的有效性和可行性。

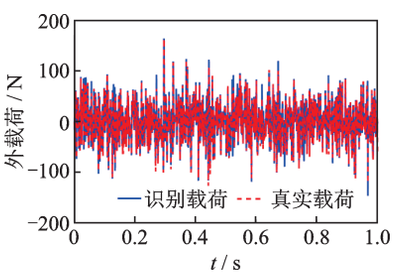


图 14　非线性位置处识别的外载荷与真实载荷

Fig.14　Identified and true external force at the nonlinear position

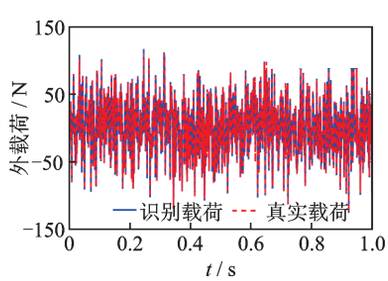


图 15　第 1 自由度处识别的外载荷与真实载荷

Fig.15　Identified and true external force at the first degree of freedom

4　实验验证

本节设计并搭建了 1 个 3 自由度间隙非线性实验结构，用于对所提出的载荷识别方法进行实验验证。图 16 和图 17 分别为 3 自由度间隙非线性实验结构的原理图和装置图。该结构由 3 个铝质质量块、4 根薄梁以及钢质底座组成。由于铝块的质量

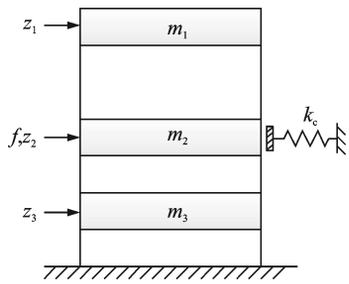


图 16　3 自由度间隙非线性实验结构的原理图

Fig.16　Schematic diagram of a three degrees-of-freedom experimental structure with clearance nonlinearity

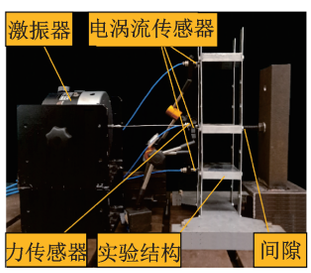


图 17　3 自由度间隙非线性实验结构的装置图

Fig.17　Set-up of the three degrees-of-freedom experimental structure with clearance nonlinearity

相对较大，薄梁可以看作无质量弹性梁，质量块的水平位移只与竖直薄梁的抗弯刚度有关，因而所研究结构可视为 3 自由度振动系统。由于实际条件限制，无法在每个自由度施加激励，为识别非线性位置的外载荷，激振器作用在第 2 层。调节间隙大小的螺栓也设置在结构第 2 层。当激励足够大时，第 2 层铝块撞击到具有固定间隙的螺栓，从而产生非线性行为。激振器上布有力传感器用以测量实验中真实外载荷，同时利用 3 个电涡流传感器测量各层的位移响应，如图 17 所示。进行不同激励水平的实验，每次采集数据时长为 10 s，采样频率为 1 kHz。

利用时域非线性子空间辨识方法重构的 25 组不同激励水平下的非线性恢复力数据以及测量的非线性位置位移响应数据，对图 10 所示的神经网络模型进行训练。使用 RMS 为 4.190 0 N 的白噪声随机激励作用在实验结构上，测量非线性位置响应，使用训练后的神经网络模型对非线性恢复力进行预测，发现预测结果与时域非线性子空间辨识结果几乎一致，如图 18 所示。图 19 给出了标称线性系统的频响函数辨识结果。

基于等效代替响应-非线性恢复力映射关系的神经网络模型和实测的振动位移响应数据对外载荷进行识别。图 20 为基于式(17)中载荷识别模型获

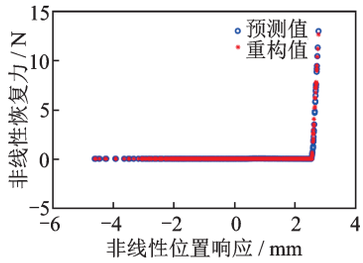


图 18 神经网络模型预测的非线性恢复力特性曲线与重构曲线

Fig.18 Predicted by neural network models and reconstructed nonlinear restoring force characteristic curve

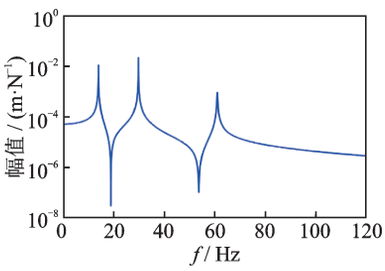


图 19 辨识得到的标称线性频响函数 $\boldsymbol{H}_{22}$ 曲线

Fig.19 The identified nominal linear frequency response function $\boldsymbol{H}_{22}$ curve

取的非线性位置合力识别结果。图 21 为训练后的神经网络模型预测的非线性恢复力。结合图 20 和图 21，根据式(23)可识别系统外载荷，如图 22 所示，其中蓝实线代表非线性位置的识别载荷，红虚线代表实际测量的外载荷，MAE 值为 1.879 0。两者趋势基本一致，吻合良好，进一步验证了所提载荷识别

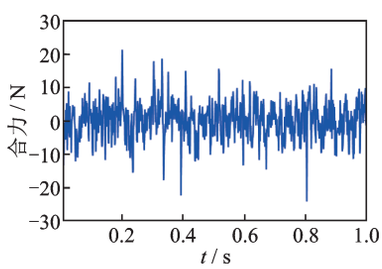


图 20 非线性位置识别的合力

Fig.20 Identified resultant force at the nonlinear position

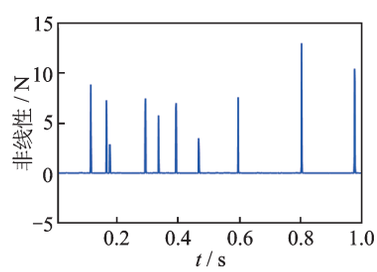


图 21 神经网络模型预测的非线性恢复力

Fig.21 Nonlinear restoring force predicted by neural network models

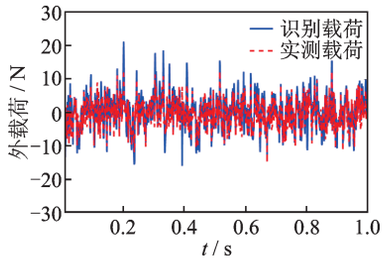


图 22 非线性位置识别的外载荷与实际测量的外载荷

Fig.22 Identified and measured external force at the nonlinear position

方法的有效性和可行性。

5 结 论

1) 针对非线性描述函数选定困难，导致在不同激励水平下时域非线性子空间方法辨识过程重复繁琐的问题，采用多次重构的不同激励水平下的非线性恢复力数据和非线性位置响应数据对神经网络模型进行训练，用以等效代替响应-非线性恢复力映射关系。该方法避免了辨识过程对系统模型的依赖性，使得系统不论受到的激励水平大小如何，只需已知非线性位置的响应即可获得非线性恢复力，提高了计算效率。

2) 针对外载荷难以测量的情况，利用训练后的响应-非线性恢复力神经网络映射模型预测非线性恢复力，提出了基于神经网络和子空间法的非线性系统载荷识别方法，并通过间隙非线性结构的数值与实验研究验证了所提载荷识别方法的有效性和可行性。

3) 本研究仅基于间隙非线性系统对所提出的载荷识别方法进行了验证，但理论上该方法也适用于其他类型的非线性系统。

参 考 文 献

[1] ODEN J T, MARTINS J A C. Models and computational methods for dynamic friction phenomena [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1985, 52(1): 527-634.

[2] 王博，马志赛，丁千，等. 基础激励下含间隙折叠舵面非线性系统辨识[J]. 振动与冲击，2020，39(4)：122-135.
WANG Bo, MA Zhisai, DING Qian, et al. System identification of folding rudders with freeplay nonlinearity under base excitation [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(4):122-135. (in Chinese)

[3] MA Z S, WANG B, ZHANG X, et al. Nonlinear system identification of folding fins with freeplay using direct parameter estimation [J]. International Journal of Aerospace Engineering, 2019, 2019: 3978260.

[4] KERSCHEN G, WORDEN K, VAKAKIS A F, et al. Past, present and future of nonlinear system identification in structural dynamics[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2006, 20(3): 505-592.

[5] NOëL J P, KERSCHEN G. Nonlinear system identification in structural dynamics: 10 more years of progress[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 83: 2-35.

[6] MARCHESIELLO S, GARIBALDI L. A time domain approach for identifying nonlinear vibrating structures by subspace methods[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2008, 22(1): 81-101.

[7] DIMITRIADIS G. Introduction to nonlinear aeroelasticity[M]. Chichester: John Wiley & Sons Inc., 2017: 264-269.

[8] NOëL J P, MARCHESIELLO S, KERSCHEN G. Subspace-based identification of a nonlinear spacecraft in the time and frequency domains[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2014, 43(1/2): 217-236.

[9] SUN Y, YANG C, WU Z, et al. Nonlinear system identification of an all movable fin with rotational freeplay by subspace-based method[J]. Applied Sciences, 2020, 10(4): 1205-1222.

[10] ZHANG M W, WEI S, PENG Z K, et al. A two-stage time domain subspace method for identification of nonlinear vibrating structures[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2017, 120: 81-90.

[11] PENG Z K, LANG Z Q, BILLINGS S A. Resonances and resonant frequencies for a class of nonlinear systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(3): 993-1014.

[12] MARCHESIELLO S, GARIBALDI L. Identification of clearance-type nonlinearities[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2008, 22(5): 1133-1145.

[13] ZHANG Z, HUANG X, ZHANG Z, et al. Force identification based on subspace identification algorithms and homotopy method[J]. Dynamics of Coupled Structures, 2016, 4: 25-31.

[14] 郑海起，马吉胜. 基于铣削力识别的铣削监测与铣刀故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2002, 22(2): 89-92.
ZHENG Haiqi, MA Jisheng. Milling monitoring and its cutter fault diagnosis by milling forces[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2002, 22(2): 89-92. (in Chinese)

[15] DOBSON B J, RIDER E. A review of the indirect calculation of excitation forces from measured structural response data[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1990, 204(2): 69-75.

[16] LIU J J, MA C K, KUNG I C, et al. Input force estimation of a cantilever plate by using a system identification technique[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2000, 190(11): 1309-1322.

[17] HWANG J S, KAREEM A, KIM H. Wind load identification using wind tunnel test data by inverse analysis[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2011, 99(1): 18-26.

[18] 田燕，邢士勇，张志斌，等. 基于径向基网络的变速箱载荷识别研究[J]. 振动、测试与诊断, 2004, 24(2): 100-102.
TIAN Yan, XING Shiyong, ZHANG Zhibin, et al. Load identification of gearbox based on radial basis function neural networks[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2004, 24(2): 100-102. (in Chinese)

[19] 杨智春，贾有. 动载荷的识别方法[J]. 力学进展, 2015, 45(1): 29-54.
YANG Zhichun, JIA You. The identification of dynamic loads[J]. Advances in Mechanics, 2015, 45(1): 29-54. (in Chinese)

[20] 程光，任芳，杨兆建. 双跨转子系统的载荷识别方法研究[J]. 煤炭技术, 2018, 37(6): 278-280.
CHENG Guang, REN Fang, YANG Zhaojian. Study on load identification of double span rotor system[J]. Coal Technology, 2018, 37(6): 278-280. (in Chinese)

[21] CHAO M, HONGXING H, FENG X. The identification of external forces for a nonlinear vibration system in frequency domain[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(9): 1531-1539.

[22] CAO X, SUGIYAMA Y, MITSUI Y. Application of artificial neural networks to load identification[J]. Computers and Structures, 1998, 69(1): 63-78.

[23] VAN-OVERSCHEE P, DE-MOOR B. Subspace identification for linear systems: theory-implementation-applications[M]. Dorcht, Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1996: 19-56.

[24] LI B, HAN L, JIN W, et al. Theoretical and experimental identification of cantilever beam with clearances using statistical and subspace-based methods[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2016, 11(3): 031003.

[25] LIU J, LI B, JIN W, et al. Experiments on clearance identification in cantilever beams reduced from artillery mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 231(6): 1010-1032.



第一作者简介：庞志雅，女，1994 年 6 月生，硕士生。主要研究方向为非线性系统辨识。
E-mail：zhiya@tju.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.007

波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的动力特性分析*

冀　伟[1]，胡世浩[1,2]，齐振峰[2]，罗　奎[3]，张经伟[1]
（1.兰州交通大学土木工程学院　兰州，730070）
（2.上海市城市建设设计研究总院（集团）有限公司　上海，200125）
（3.湖南大学土木工程学院　长沙，410082）

摘要　为计算波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的弯曲自振频率，以兰州景中高速机场连接线的某座装配式波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥为工程背景，采用有限元数值模拟和现场试验的方法对其动力性能进行了研究。首先，运用ANSYS软件建立了波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的有限元模型，模型的正确性得到了现场试验的验证；其次，分析了该桥在不同参数影响下自振频率和振型的变化规律。结果表明：使用本研究建模方法建立的有限元模型可以精确地模拟实际桥梁结构；相较于K型和方钢型横联，工字钢型横联可以更好地提高桥梁的整体刚度；横隔板间距在规范要求的范围内对桥梁自振频率的影响较小；波形钢腹板的厚度对桥梁扭转自振频率影响较大，其次是弯曲自振频率；弯曲自振频率拟合公式计算值与ANSYS计算值的差值在0.23%～1.89%不等，精度较高。研究结果可为该型桥动力特性分析提供参考依据。

关键词　波形钢腹板；组合箱梁桥；动力特性；弯曲振动频率；参数分析
中图分类号　U441^{+}.3；TU997

1　问题的引出

波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥是在传统波形钢腹板箱梁桥[1]基础上改进后的新型组合结构梁桥。图1为波形钢腹板预应力混凝土（prestressed concrete，简称PC）组合梁桥构造图。图2为波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的构造图，这类桥梁的优点体现在：①将混凝土底板换成钢底板，大大减轻了桥梁上部结构的自重；②钢底板可以在底板受拉区充分发挥钢材的抗拉性能，避免了混凝土底板易开裂的问题；③采用装配式施工，缩短了施工工期；④造型优美，符合现代桥梁美学特征。

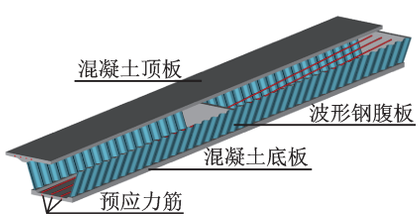


图1　波形钢腹板PC组合箱梁桥构造图
Fig.1　Prestressed concrete box girder bridges with corrugated steel webs

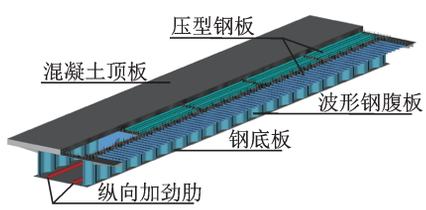


图2　波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥构造图
Fig.2　Box girder bridges with corrugated steel webs

波形钢腹板组合箱梁桥的力学性能研究在国外起步较早，其静力学方面的研究成果显著。Yi等[2]对影响波形钢腹板失稳和屈曲模式的因素进行了分析，给出了计算合成屈曲强度的公式。Kövesdi等[3]研究了波形钢腹板箱梁弯曲和剪切的相互作用。Papangelis等[4]对斜腹板波形钢腹板箱梁的抗剪承载力进行了研究。Aggarwal等[5]对影响波形钢腹板局部剪切屈服的影响因素进行了分析。国内的学者对波形钢腹板箱梁桥的研究主要集中在静力性能、动力性能及疲劳性能等方面[6]。陈水生等[7-8]研究了波形钢腹板多塔斜拉桥的自振特性以及单箱多室波形钢腹板PC组合箱梁桥的动力特性。郑尚敏等[9]

*　国家自然科学基金资助项目（51868039）；甘肃省科技重点研发计划资助项目（20YF3FA039）；甘肃省自然科学基金资助项目（21JR7RA315）；兰州市人才创新创业资助项目（2021-RC-39）；陇原青年创新创业人才（团队）资助项目；兰州交通大学“百名青年优秀人才培养计划”资助项目
收稿日期：2020-09-21；修回日期：2020-12-30

通过模态试验和有限元模拟分析了单箱多室波形钢腹板组合箱梁的动力性能。冀伟等[10-14]在该桥型的自振频率分析、动力冲击系数及挠度计算等方面开展了大量的研究工作。陈凌秀等[15]通过建立有限元模型，对波形钢腹板箱梁桥进行了参数分析。桂水荣等[16]对大跨度波形钢腹板箱梁桥动力特性的影响因素进行了详细的分析。张紫辰等[17-18]研究了波形钢腹板组合箱梁桥的竖向弯曲性能及波形钢腹板的褶皱效应对其力学性能的影响。胡霖远等[19]基于Zig-zag理论对波形钢腹板箱梁桥的自由振动特性进行了分析。

笔者应用ANSYS有限元分析软件，以实际工程为背景，建立有限元分析模型，通过试验数据与有限元模型结果的对比，验证了有限元模型的正确性。随后，以箱间横联的类型、横隔板间距及波形腹板的厚度等为分析对象，研究其对该桥自振频率和振型的影响规律，并拟合出该桥梁的弯曲自振频率计算公式。本研究结论可为波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的设计提供参考。

2　工程背景

笔者依托甘肃省兰州市G1816乌海-玛沁高速景泰至中川机场段公路工程项目，该项目南起机场高速公路(S1)中川收费站管理所，北至Z031路口，是我国首座装配式波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥，并于2019年8月10日正式通车。该项目主匝道桥跨布置从南向北依次为1 830 m波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥＋(42 m＋4×50 m)连续梁桥＋(5×50 m)连续梁桥＋(3×30 m)简支梁桥。主匝道桥梁按照双向四车道设计，桥梁全宽为20.0 m(4片主梁)，横断面布置为0.5 m边防撞护栏＋9 m行车道＋1 m中央防撞护栏＋9 m行车道＋0.5 m边防撞护栏＝20.0 m。笔者以30 m波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥为研究对象，对其进行试验研究与参数分析。图3为主梁横截面尺寸示意图。

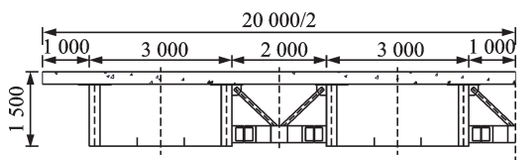


图3　桥梁横截面几何尺寸(单位：mm)

Fig.3　Cross-sectional dimensions of bridge (unit: mm)

桥梁翼缘位置设置开口型压型钢板，钢箱梁上部设置闭口型压型钢板，主要起到支护模板的作用，进行力学分析时可以不予考虑。图4为2种压型钢板的构造图，钢箱梁采用BCSW1200型波形钢腹板，波长为1 200 mm，波高为200 mm，厚度为10 mm。图5为波形钢腹板尺寸示意图，钢箱梁的混凝土顶板厚为250 mm，钢底板厚度为20 mm。钢底板上设置2道高为180 mm的纵向加劲肋。钢箱梁内部设置横隔板，每片横隔板上设置3道双面竖向加劲肋，横隔板的纵向标准间距为4.8 m。两箱梁之间对应横隔板位置共设置3道箱间横联，两端位置则设置混凝土端横梁。另外桥址区地层较简单，基础持力层承载力高，地质条件好，属抗震有利地段。下部结构桥墩高度均在10 m左右，墩、梁内力均衡性较好。在研究上部结构时，没有考虑桥墩和基础的影响。



图4　压型钢板

Fig.4　Profiled steel sheet

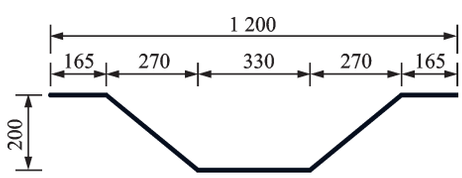


图5　波形钢腹板几何尺寸(单位：mm)

Fig.5　Dimensions of corrugated steel web (unit: mm)

材料设计参数如下：混凝土材料为C50，弹性模量E_c＝3.45×10^4 MPa，重力密度γ_c＝26.0 kN/m^3；钢材的弹性模量E_s＝2.06×10^5 MPa，重力密度γ_s＝78.5 kN/m^3。

3　模态试验

本次的试验对象为主匝道长30 m、宽20 m的波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥，试验的动力测试采用脉动法，环境激励采用非人工激励的方式，利用拾振器采集得到桥梁结构在地脉动、风载等环境激励下产生的微幅振动信息，进而得到桥梁结构的自振特性。图6为桥梁现场数据采集照片，图7为拾振器的桥面布设图，图8为环境激励下桥梁测点处的加速度时程响应及功率谱密度图，图9为桥梁实测1阶振型。

综上，波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的第1阶竖向弯曲自振频率实测值为3.762 Hz，为第3.2节有限元模型正确性的验证提供参考依据。



图 6 桥梁动态数据采集

Fig.6 Dynamic data acquisition of bridge

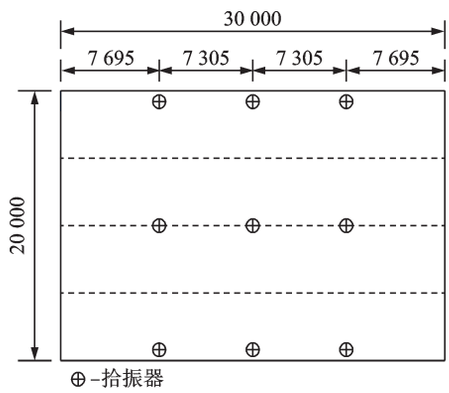


图 7 桥面测点布置(单位:mm)

Fig.7 Layout of measuring points on bridge deck (unit: mm)

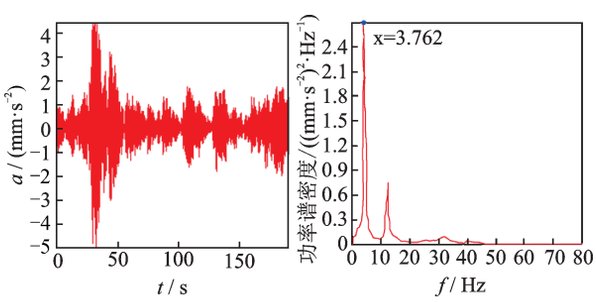


图 8 加速度时程与功率谱密度图

Fig.8 Acceleration time history and power spectral density diagram

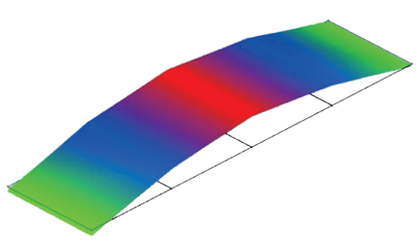


图 9 实测 1 阶振型

Fig.9 Measured results of 1st order mode shape

4 有限元模型

4.1 建立有限元模型

采用 ANSYS18.2 有限元分析软件,建立波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥的有限元模型,如图 10 所示。为了更好地模拟桥梁的实际结构构造,所建有限元模型采用壳单元和实体单元 2 种单元类型。波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥的顶板、端头板以及两端箱间横梁均为钢筋混凝土结构,采用 Solid45 来模拟;底板、腹板、横隔板、横隔板上设置的双面竖向加劲肋、纵向加劲肋以及箱间横联均为钢结构,采用 Shell63 来模拟。波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥的支座约束为:梁的一端采用滚动铰支座,约束横向(U_x)及竖向(U_y)2 个方向上的位移;梁的另一端采用固定铰支座,约束横向(U_x)、竖向(U_y)及纵向(U_z)3 个方向上的位移。

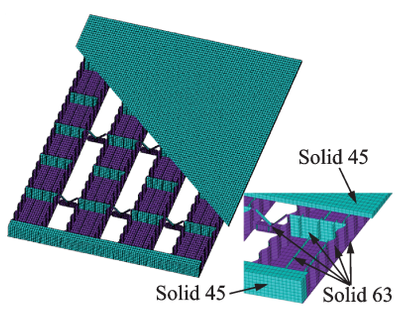


图 10 波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的有限元模型

Fig.10 Finite element model of steel box concrete composite girder bridge with corrugated webs

在混凝土顶板与波形钢腹板的连接处,即 Solid45 与 Shell63 这 2 种单元类型的变化处,采用刚性连接,用来耦合 2 种单元的自由度,这样更加符合实际结构的连接效果。图 11 为有限元模型刚性连接示意图。

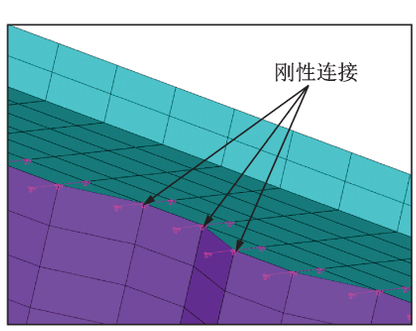


图 11 波形钢腹板与混凝土顶板的刚性连接

Fig.11 Rigid connections between the corrugated steel web and concrete top flange

4.2 验证有限元模型

波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的有限元模型建好以后,为验证模型的精确性,将其自振频率分别与式(1)计算结果及试验数据作对比,结果如下。

《公路桥涵设计通用规范》(JTG D60—2015)给出关于简支梁桥基频f_1的估算公式为

$$f_1=\frac{\pi}{2l^2}\sqrt{\frac{EI_c}{m_c}} \tag{1}$$

其中：l为结构的计算跨径；E为结构材料的弹性模量；I_c为结构跨中截面的截面惯矩；m_c为结构跨中处的单位长度质量。

将式(1)的计算结果与实测结果进行比较，如表1所示。ω_1为规范估算公式计算的基频与实测基频值之间的差值百分比。

表1　规范估算公式计算值与实测值的比较

Tab.1　Comparison between the calculated value of the standard formula and measured value

振 型	估算公式/Hz	实测值/Hz	ω_1/%
1阶弯曲	4.074	3.762	8.29

由表1可知，式(1)的计算结果与实测值差值较大，两者计算的基频差值高达8.29%，说明规范给出的估算公式不再适用于计算波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的基频。其主要原因是式(1)没有考虑波形钢腹板的剪切变形效应，而波形钢腹板由于其褶皱效应，抗剪性能较强，因此偏差较大。

将波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥基频的实测值与ANSYS有限元计算值进行比较，如表2所示。ω_2为基频实测值与ANSYS有限元计算值之间的差值百分比。

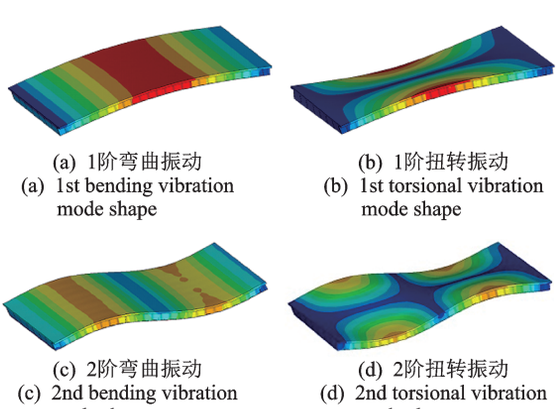
表2　实测值与有限元计算值的比较

Tab.2　Comparison of measured value and finite element calculated value

振 型	实测值/Hz	有限元值/Hz	ω_2/%
1阶弯曲	3.762	3.791	0.76

由表2可知，通过有限元计算的基频值与试验实测值的差值仅为0.76%，两者结果吻合良好，验证了所建立的有限元模型的正确性。

图12为桥梁的前2阶弯曲和扭转振型图，其中ANSYS模型的第1阶弯曲振型图与图9的实测振型图吻合良好。



(a) 1阶弯曲振动　(a) 1st bending vibration mode shape

(b) 1阶扭转振动　(b) 1st torsional vibration mode shape

(c) 2阶弯曲振动　(c) 2nd bending vibration mode shape

(d) 2阶扭转振动　(d) 2nd torsional vibration mode shape

图12　波形腹板钢箱-混凝土组合梁的弯曲和扭转振动振型

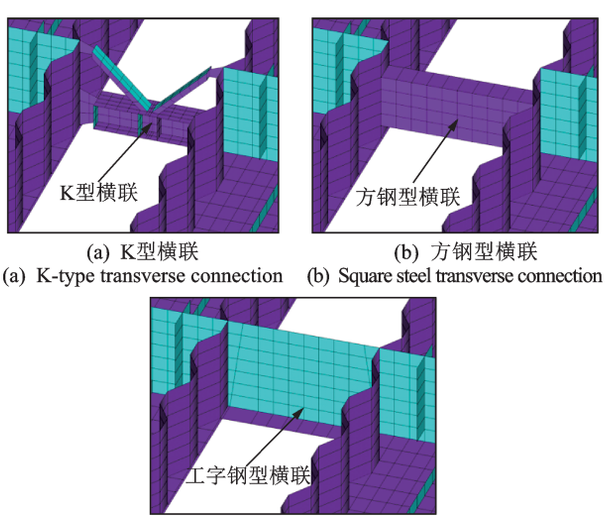
Fig.12　Bending and torsional vibration mode shapes of steel box concrete composite girder with corrugated weds

由上述内容可以得出本研究的建模方法合理，所得到的模型精度较高，能较好地还原实际工程中的桥梁结构，可以进行动力性能分析，同时也保证了分析结果的可靠性。

5　结构参数分析

5.1　箱间横联类型对自振频率的影响

为研究箱梁间横联类型对波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥自振特性的影响规律，建立了K型(实桥)、方钢型及工字钢型3种横联类型的有限元模型。图13为箱间横联有限元模型图，表3为不同横联类型下桥梁前2阶弯曲和扭转振动频率的比较结果。



(a) K型横联　(a) K-type transverse connection

(b) 方钢型横联　(b) Square steel transverse connection

(c) 工字钢型横联　(c) I-beam transverse connection

图13　箱间横联有限元模型

Fig.13　Finite element model of transverse connections between box girders

表3　不同横联类型下自振频率的比较

Tab.3　Comparison of natural frequencies under different lateral connections　Hz

振 型	K型	方钢型	工字钢型
1阶弯曲	3.791	3.792	3.796
1阶扭转	6.790	6.794	6.922
2阶弯曲	12.950	12.956	12.973
2阶扭转	16.141	16.144	16.392

由表3可以看出，K型和方刚型横联对提高桥梁整体刚度的效果相近。工字钢型相比K型横联，1阶和2阶扭转自振频率分别提高1.91%和1.53%。3种类型横联中，工字钢型横联对提高桥梁整体刚度的效果最好，在实际工程中采用此类横联结构，还可以减少钢材的焊接工作量，施工效率较高。

5.2 横隔板间距对自振频率的影响

为研究横隔板间距对波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥自振特性的影响规律，依据《公路钢结构桥梁设计规范》(JTG D64—2015)关于钢箱梁横隔板间距的规定，如式(2)所示，建立了横隔板间距分别为5.6，4.7(实桥尺寸)，4.0，3.5，3.1和2.8 m等6种有限元模型，对应的横隔板数量依次为4，5(实桥尺寸)，6，7，8和9道，桥梁跨径为30 m。表4为不同横隔板间距下桥梁前5阶自振频率的比较结果，图14为单片主梁的前5阶振型图。

$$\begin{cases} L_D \leqslant 6\ \text{m} \quad (L \leqslant 50\ \text{m}) \\ L_D \leqslant 0.14L - 1 \text{且} \leqslant 20\ \text{m} \quad (L > 50\ \text{m}) \end{cases} \tag{2}$$

其中：L_D为横隔板间距；L为桥梁等效跨径。

表4 不同横隔板间距下自振频率的比较结果

Tab.4 Comparison of natural frequencies under different diaphragm spacings Hz

频率	横隔板间距/m					
阶数	5.6	4.7	4.0	3.5	3.1	2.8
1	3.810	3.801	3.796	3.788	3.781	3.773
2	10.592	10.594	10.606	10.606	10.597	10.602
3	13.019	12.992	12.979	12.958	12.942	12.921
4	18.714	18.774	18.823	18.828	18.844	18.841
5	21.822	21.806	21.795	21.788	21.769	21.736

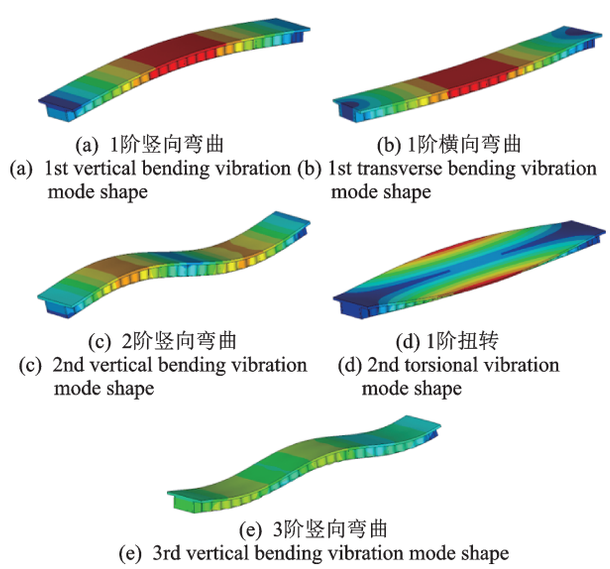


图14 单片梁的前5阶振型

Fig.14 The first five mode shapes of a single girder

由表4可以看出，随着横隔板间距的变化，前5阶自振频率的最大波动分别为0.97%，0.13%，0.75%，0.69%和0.39%，都在1%的范围内。所以在满足规范要求的前提下，设置4道横隔板(横隔板间距为5.6 m)最为合适，即可以适当增加实际桥梁结构中的横隔板间距，节约钢材用量。

5.3 波形腹板厚度对自振频率的影响

为研究波形钢腹板厚度对波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥自振特性的影响规律，在假设钢箱梁的混凝土顶板厚度、梁高及底板厚度等设计参数保持不变的前提下，建立了波形钢腹板厚度分别为8，10(实桥)，12，14，16，18，20，22，24和26 mm的单片梁有限元模型，桥梁跨径为30 m。图15为桥梁前5阶自振频率随波形钢腹板厚度变化的折线图。

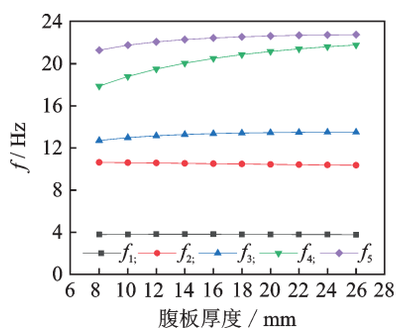


图15 波形钢腹板的厚度对自振频率的影响

Fig.15 Effects of thickness of corrugated steel web on natural frequencies

由图15可以看出，波形腹板厚度增加时，1阶扭转自振频率增大21.85%，前3阶竖向弯曲自振频率依次增大0.76%，6.20%和6.90%，1阶横向弯曲振动频率减小2.54%。可见波形钢腹板厚度的变化对扭转振动频率影响较大，对弯曲振动频率的影响较小。桥梁的横向刚度主要由混凝土顶板和钢底板提供，所以f_2出现随波形钢腹板厚度增加而减小的情况。

6 公式拟合

经过第4节的结构参数分析，再结合式(1)可知，桥梁的计算跨径和梁高对自振频率的影响较大。通过多项式拟合对式(1)引入修正系数κ，如式(3)所示

$$\kappa = \frac{1}{3}\left[(L/H)^{0.225} + 1\right] \tag{3}$$

其中：L为桥梁的计算跨径；H为梁高。

将式(3)代入式(1)，得到计算波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥基频的修正公式

$$f_m = \kappa f_1 \tag{4}$$

保持波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥的计算跨径不变，即将计算跨径取为30 m，仅改变梁高，

依次将梁高取为 1.0，1.2，1.5 和 2.0 m。利用式(4)和 ANSYS 有限元计算的波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥的基频如表 5 所示。表 5 中 ω_3 为式(4)计算值与有限元计算值之间的差值百分比。

表 5　不同梁高下的基频比较

Tab.5　Comparison of fundamental frequencies under different girders heights

梁高/m	修正公式值/Hz	有限元值/Hz	ω_3/%
1.0	2.562	2.531	1.21
1.2	3.053	3.055	0.66
1.5	3.759	3.803	1.17
2.0	4.869	4.914	0.92

保持波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥的梁高不变，即将梁高取为 1.5 m，仅改变简支梁的计算跨径，依次将计算跨径取为 20，25，30，35，40，45 和 50 m。利用式(4)和 ANSYS 有限元计算的波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥的基频如表 6 所示。表 6 中 ω_4 为式(4)计算值与有限元计算值之间的差值百分比。

表 6　不同桥梁跨径下的基频比较

Tab.6　Comparison of fundamental frequencies under different bridge spans

跨径/m	修正公式值/Hz	有限元值/Hz	ω_4/%
20	7.967	7.816	1.89
25	5.268	5.291	0.44
30	3.759	3.803	1.17
35	2.826	2.860	1.20
40	2.208	2.226	0.82
45	1.776	1.780	0.23
50	1.462	1.488	1.77

由表 5 和表 6 可以看出，式(4)的计算结果与 ANSYS 有限元计算结果的最小差值百分比为 0.23%，最大差值百分比为 1.89%，差值百分比控制在 2% 以内。式(4)的计算结果与 ANSYS 有限元的计算结果吻合良好，可以用于波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的基频计算。

7　结　论

1) 通过试验数据与 ANSYS 计算值的对比，验证了有限元模型的精确性，得到了合理的建模方法。

2) 相比 K 型和方钢型横联，工字钢型横联可以更好地提高桥梁的整体刚度和稳定性，但 3 种横联对桥梁弯曲自振频率的影响都比较小。

3) 在满足规范关于横隔板间距规定的情况下，30 m 跨径的波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥设置 4 道横隔板最为合适，横隔板间距约为 5.6 m。

4) 波形钢腹板厚度的变化对桥梁扭转自振频率的影响较大，对弯曲自振频率的影响相对较小。

5) 采用规范中简支梁桥基频的估算公式所得的波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥基频值与实测值差值较大，文中提出的修正公式减小了计算差值，可用于波形腹板钢箱-混凝土组合简支梁桥的基频计算。

参　考　文　献

[1] 李宏江. 波形钢腹板 PC 组合箱梁几个特殊问题研究进展[J]. 应用基础与工程科学学报，2018，26(2)：440-454.
LI Hongjiang. Review on special issues in prestressed concrete box girders with corrugated steel webs[J]. Journal of Basic Science and Engineering，2018，26(2)：440-454. (in Chinese)

[2] YI J，GIL H，YOUM K，et al. Interactive shear buckling behavior of trapezoidally corrugated steel webs [J]. Engineering Structures，2008，30：1659-1666.

[3] KÖVESDI B，JÁGER B，DUNAI L. Bending and shear interaction behavior of girders with trapezoidally corrugated webs [J]. Journal of Constructional Steel Research，2016，121 (6)：383-397.

[4] PAPANGELIS J，TRAHAIR N，HANCOCK G. Direct strength method for shear capacity of beams with corrugated webs[J]. Journal of Constructional Steel Research，2017，137：152-160.

[5] AGGARWAL K，WU S，PAPANGELIS J. Finite element analysis of local shear buckling in corrugated web beams[J]. Engineering Structures，2018，162：37-50.

[6] 陈水生，刘律，桂水荣. 波形钢腹板 PC 组合箱梁桥在我国的研究进展及应用[J]. 公路工程，2015，40(3)：57-62.
CHEN Shuisheng，LIU Lü，GUI Shuirong. State of the art of research and application of the PC composite box girder with corrugated steel webs in china[J]. Highway Engineering，2015，40(3)：57-62. (in Chinese)

[7] 陈水生，钟汉清，桂水荣，等. 波形钢腹板多塔斜拉桥动力特性分析[J]. 桥梁建设，2016，46(2)：31-35.
CHEN Shuisheng，ZHONG Hanqing，GUI Shuirong，et al. Analysis of dynamic characteristic of multi-pylon cable-stayed bridge with corrugated steel webs[J]. Bridge Construction，2016，46(2)：31-35. (in Chinese)

[8] 陈水生，张超，桂水荣. 单箱多室波形钢腹板 PC 组合梁桥动力特性试验研究[J]. 振动与冲击，2017，36(12)：122-127.
CHEN Shuisheng，ZHANG Chao，GUI Shuirong. An

experimental study on dynamic characteristics of a single-box multi-cell composite girder bridge with corrugated steel webs[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(12): 122-127. (in Chinese)

[9] 郑尚敏，万水，程海根. 单箱多室波形钢腹板组合箱梁动力特性研究[J]. 铁道工程学报，2017，34(9)：41-46.
ZHENG Shangmin, WAN Shui, CHENG Haigen. Research on the dynamic characteristics of multi-room single box composite girder with corrugated steel webs[J]. Journal of Railway Engineering Society, 2017, 34(9): 41-46. (in Chinese)

[10] 冀伟，刘世忠，蔺鹏臻. 波形钢腹板PC连续箱梁桥自振频率分析与试验研究[J]. 中南大学学报(自然科学版)，2016，47(4)：1297-1304.
JI Wei, LIU Shizhong, LIN Pengzhen. Analysis and experimental study on nature vibration frequencies of PC continuous box girder bridge with corrugated steel webs[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2016, 47(4):1297-1304. (in Chinese)

[11] 冀伟，刘世忠，蔺鹏臻，等. 波形钢腹板连续箱梁桥振动频率的参数分析[J]. 振动、测试与诊断，2016，36(4)：771-776.
JI Wei, LIU Shizhong, LIN Pengzhen, et al. Calculation and study on bending vibration frequencies of the PC continuous box girder with corrugated steel webs [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(4): 771-776. (in Chinese)

[12] 冀伟，蔺鹏臻，邓露，等. 波形钢腹板PC简支箱梁桥的扭转振动频率分析[J]. 振动、测试与诊断，2017，37(4)：769-774.
JI Wei, LIN Pengzhen, DENG Lu, et al. Analysis the torsional vibration frequencies of PC box girder bridge with corrugated steel webs [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(4): 769-774. (in Chinese)

[13] 冀伟，邓露，何维，等. 波形钢腹板PC简支箱梁桥局部与整体动力冲击系数的计算分析[J]. 振动与冲击，2017，36(8)：22-28.
JI Wei, DENG Lu, HE Wei, et al. Local and global impact factors analysis for PC box girder bridges with corrugated steel webs[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(8):22-28. (in Chinese)

[14] 冀伟，蔺鹏臻，刘世忠. 波形钢腹板PC组合箱梁桥的挠度计算与分析[J]. 西南交通大学学报，2018，53(1)：46-55.
JI Wei, LIN Pengzhen, LIU Shizhong. Deflection calculation and analysis of PC box girder bridges with corrugated steel webs [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2018, 53(1): 46-55. (in Chinese)

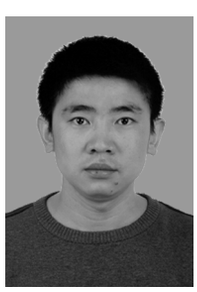
[15] 陈凌秀，房贞政. 几何参数对预应力波纹钢腹板箱梁桥受力性能的影响分析[J]. 延边大学学报(自然科学版)，2016，42(3)：246-251.
CHEN Lingxiu, FANG Zhenzheng. Effects of geometric parameters on mechanical characters of pre-stressed box-girder bridge with corrugated web [J]. Journal of Yanbian University (Natural Science Edition), 2016, 42(3): 246-251. (in Chinese)

[16] 桂水荣，张政韬，陈水生. 结构参数对大跨波形钢腹板箱梁桥动力特性的影响[J]. 桥梁建设，2018，48(4)：39-44.
GUI Shuirong, ZHANG Zhengtao, CHEN Shuisheng. Influences of structural parameters on dynamic characteristics of long span box girder bridges with corrugated steel webs[J]. Bridge Construction, 2018, 48(4): 39-44. (in Chinese)

[17] 张紫辰，金学军，甘亚南. 波纹腹板钢箱组合梁竖向弯曲力学性能[J]. 中国铁道科学，2019，40(6)：52-59.
ZHANG Zichen, JIN Xuejun, GAN Ya′nan. Vertical bending mechanical properties of box composite girder with corrugated steel webs[J]. China Railway Science, 2019, 40(6): 52-59. (in Chinese)

[18] 张紫辰，王根会. 褶皱效应对新型组合箱梁力学特性的影响研究[J]. 铁道科学与工程学报，2019，16(10)：2491-2496.
ZHANG Zichen, WANG Genhui. Study on the influence of folding effect on the mechanical characteristics of new composite box girder[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2019, 16(10): 2491-2496. (in Chinese)

[19] 胡霖远，陈伟球，张治成，等. 基于Zig-zag理论的波形钢腹板梁自由振动分析[J]. 浙江大学学报(工学版)，2019，53(3)：503-511.
HU Linyuan, CHEN Weiqiu, ZHANG Zhicheng, et al. Free vibration analysis of concrete beams with corrugated steel webs based on Zig-zag theory [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2019, 53(3): 503-511. (in Chinese)



第一作者简介：冀伟，男，1982年6月生，博士、教授。主要研究方向为组合桥梁结构设计理论。曾发表《波形钢腹板PC简支箱梁桥的扭转振动频率分析》(《振动、测试与诊断》2017年第37卷第4期)等论文。
E-mail：jiwei1668@163.com

通信作者简介：罗奎，男，1991年1月生，博士生。主要研究方向为组合桥梁结构设计理论。
E-mail：luokui@hnu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.008

U71Mn钢轨振动疲劳寿命研究*

钟　雯[1]，　胡家杰[2,3]，　刘启跃[3]
（1.西华大学机械工程学院　成都，610039）
（2.成都飞机工业（集团）有限责任公司　成都，610092）
（3.西南交通大学摩擦学研究所　成都，610031）

摘要　随着中国铁路的快速发展，钢轨的服役寿命对于降低铁路运行成本、提升运营安全显得日益重要。以高速铁路常用的U71Mn钢轨材料为对象，研究其存在疲劳裂纹时不同初始应力强度因子条件下的振动疲劳寿命并分析其破坏机理。结果表明：不同初始应力强度因子对于U71Mn钢轨的振动疲劳寿命影响较大；振动疲劳裂纹在U71Mn钢轨当中的扩展机理与静态疲劳也有所区别。在疲劳瞬断区，振动疲劳断口河流花样更密集，韧窝更大更深；在疲劳裂纹扩展区，初始应力强度因子较大时低周疲劳损伤机制占主导，初始应力强度因子较小时则高周疲劳损伤机制占主导。

关键词　振动疲劳；疲劳寿命；疲劳曲线；断裂机理
中图分类号　TH114

引　言

2019年，中国已建成高铁里程3.5万公里，位居世界第一。2019年全年，全国铁路旅客发送量达到35.786亿人，国家铁路货运总发送量完成34.40亿吨[1]。由此可见，铁路运输在国民经济当中占据十分重要的地位。Jonsson等[2]基于平交道口事故、列车数量和道口特征等数据，利用列车交通对事故风险的边际效应，推导出了铁路的平均运营交通事故边际成本，结论显示列车运行安全对于铁路运营显得非常关键。

铁路牵引传动系统是非常重要的列车运行系统之一，为了提高列车的运行安全，国内外许多学者对钢轨的可靠性开展了研究。Gromov等[3]发现了DT350钢轨在长时间受振动载荷后其渗碳板的失效机理。关庆华等[4]将P2共振转化为固有频率问题，提出了轨道P2共振频率的计算方法。高文理等[5]研究了服役后U71Mn钢轨表层力学性能、轨距角处的显微组织以及裂纹萌生和扩展机理，发现钢轨在振动疲劳载荷、摩擦载荷的持续作用下，容易萌生微裂纹。Ma等[6]利用多体动力学仿真、显式有限元分析、子模型技术以及裂纹萌生分析，建立了裂纹萌生分析的统一描述。Kilikevicius等[7]应用共变函数理论，分析了铁路桥振动加速度的散点及其参数，证明了定量自共变函数法在桥梁动力振动分析中的优越性。文献[8]观测分析了实际当中的振动疲劳数据，发现当激励为平稳非高斯激励时，对疲劳寿命的影响不明显，可以采用标准的频率计数方法。Ellyson等[9]在试验当中发现振动疲劳具有高频、短波长应力状态和混合模式载荷的特点，传统的疲劳数据不足以表示这种类型的疲劳载荷。藤瑞品等[10]基于Goodman公式和Miner损伤定则推导出了其当量载荷的概率密度函数和等效载荷的数学模型，发现了随机载荷对于疲劳寿命的影响。周清跃等[11]研究了30 t轴重重载铁路钢轨轨形和材质之间的关系，认为针对不同的工况，应当选择不同轨形和材质的钢轨。赵新利等[12]发现轮轨系统在580 Hz频率附近存在固有模态，会导致钢轨表面的不平顺和车轮多边形磨耗。高红俐等[13]进行了振动疲劳系统的软测量方法研究，揭示了系统固有频率、弹簧刚度与系统频率之间的关系。黄强等[14]通过统计曲线钢轨各点的加速度振级以及振动主频，分析了地铁振动的传播规律。周兵等[15]利用模态应力恢复法，并通过试验获得了扭力梁减振器阻尼改变对扭力梁本体疲劳寿命的作用机制。

绘制疲劳曲线可以用来评价工件的服役寿命。

* 国家自然科学基金青年科学基金资助项目（51405395）；国家重点研发计划资助项目（2016YFB1102601）
收稿日期：2020-03-30；修回日期：2020-05-10

但是通常的寿命曲线基于应力-寿命关系，难以完全反映振动载荷激励下的结构动态特性。因此，研究钢轨材料的振动疲劳寿命对于提高钢轨服役可靠性具有非常显著的理论和实际意义。

1 试验部分

1.1 试验装置

本研究采用的振动疲劳试验装置主要由振动试验台、夹具系统以及信号采集控制系统组成。其试验结构原理和夹具结构分别如图1和图2所示。振动试验台采用Team公司制造的5274.30型电液伺服振动试验台施加振动激励，该振动台按照JJG638—2015《液压式振动试验台》规范进行校准，最大推力为36 920 N，最高振动频率为300 Hz。加速度传感器采用美国PCB公司的352C33型，灵敏度为100.4 mV/g。

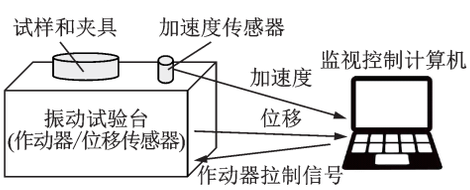


图1 试验结构原理图

Fig.1 Schematic diagram of test structure

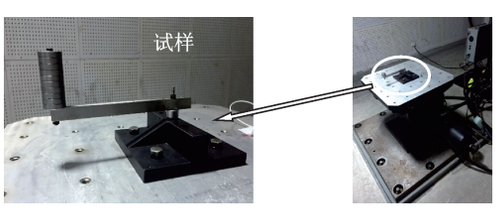


图2 试验夹具结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of test fixture structure

试验过程的控制方式如下：加速度传感器测量振动台加速度，位移传感器测量振动台位移；监视控制计算机采集加速度/位移信号进行分析后，按照设定控制要求控制作动器动作；最终达到控制振动台按照设定要求(加速度/位移)动作的目的。

1.2 试验材料及参数

笔者针对目前国内使用量最大的U71Mn钢轨开展振动疲劳研究，试样沿钢轨长度方向取自轨头部位，其化学成分和机械性能分别如表1和表2所示。

试样为长条形，两端钻孔便于安装螺栓用以固定试样和载荷砝码。在距固定端一侧使用线切割工艺加工一个缺口用于引发疲劳裂纹，试样示意图如图3所示。

表1 试验钢轨化学成分

Tab.1 Chemical composition of experimental rail

%

钢轨	C	Si	Mn	P	S
U71Mn淬火钢轨	0.736	0.282	1.400	0.030	0.040
U71Mn热轧钢轨	0.736	0.282	1.400	0.030	0.040

表2 试验钢轨机械性能

Tab.2 Mechanical properties of experimental rail

钢轨	Σb/MPa	Ψ/%	$HV_{0.2}$
U71Mn淬火钢轨	≥1 000	≤10	≤14
U71Mn热轧钢轨	≥900	≤10	≤14

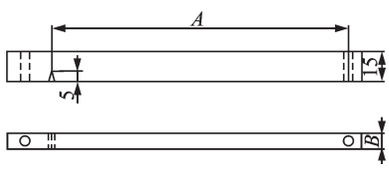


图3 试样示意图(单位：mm)

Fig.3 Sample diagram(unit：mm)

1.3 试验方案

大多数情况下应力与寿命之间的关系曲线(S-N曲线)能够描述材料在疲劳载荷作用下的疲劳性能。在振动疲劳载荷对结构的疲劳寿命影响中，不仅需要考虑应力，还需要考虑疲劳裂纹对整个结构的影响。应力强度因子表征了裂纹尖端附近应力应变弹性场的强度，更符合具有疲劳裂纹结构的实际状态。因此，试验使用动态应力强度因子K与寿命N的关系来描述U71Mn钢轨的振动疲劳寿命。虽然动态应力强度因子在试验过程中会逐渐改变，但是在初始值一定、结构不变的前提下，K变化较小，所以使用初始动态应力强度因子与疲劳寿命关系曲线(K_0-N曲线)也能够表征U71Mn钢轨的振动疲劳寿命，其中K_0表示初始动态应力强度因子。

利用正交设计法进行试验设计以达到减少试验次数的效果，选择标准正交表$L_{16}(4^5)$构成试验方案。首先，对试样施加常规压-压静态疲劳载荷预制出疲劳裂纹；其次，再对该疲劳裂纹施加振动疲劳载荷，记录试样破坏时的疲劳寿命N。

2 结果与讨论

钢轨的安装形式是典型的支撑梁结构，同样的裂纹在钢轨的不同部位萌生、扩展，其破坏性是不同的。一方面，对不同的振动疲劳裂纹进行疲劳寿命评估，可以真实有效地对钢轨服役可靠性进行评价，

避免不必要的钢轨更换；另一方面，也可以对不同用途的钢轨进行针对性优化改进提高整体服役寿命。

2.1　振动疲劳寿命

试验结束后，将在不同的初始动态应力强度因子K_0条件下获得的试样振动疲劳寿命结果进行整理，就可以得到表现U71Mn钢轨振动疲劳寿命的K_0-N曲线，如图4所示。由图可见，一方面，随着K_0值的逐渐增大，U71Mn钢轨材料的振动疲劳寿命逐渐降低，甚至会出现快速断裂的情况；另一方面，K_0值较小时，U71Mn钢轨材料的振动疲劳寿命会快速增加。当K_0低于5 MPa•m$^{1/2}$时，会出现试样经历10^7次振动疲劳应力循环后不发生破坏的现象，出现振动疲劳极限。

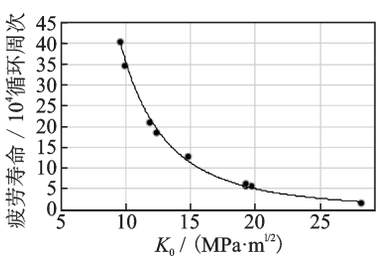


图4　U71Mn钢轨K_0-N曲线

Fig.4　K_0-N curve of U71Mn rail

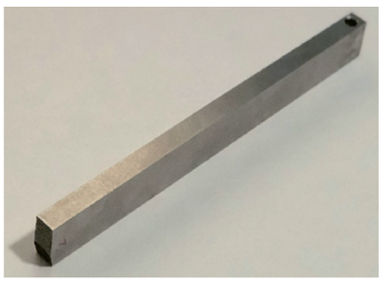
2.2　断口分析

断口是试样在试验过程中突然断裂（或形成裂纹后）所形成的断面。它记录了材料断裂前的不可逆变形以及裂纹的萌生、扩展直至断裂的全过程形貌特征。通过识别这些特征，并将这些特征与发生损伤乃至最终失效的过程联系起来，可以找出与失效相关的内在或外在的原因。

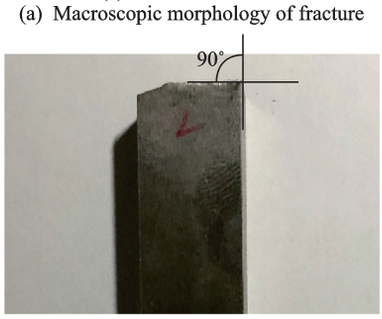
2.2.1　试样瞬断区形貌

在本研究的试验当中，所有的试样断裂形式如图5所示。由图可知，断口的宏观形貌比较平整，端口表面与最大正应力方向垂直，说明在试验过程当中，试样是受正应力引起的断裂，属于正断断裂。同时，裂纹表面移动的方向与裂纹表面垂直，属于张开型裂纹，属于工程上最常见和最危险的断裂。

不同的应力状态下断口与最大正应力的夹角不同，在试验过程当中，断裂的断口与最大正应力垂直，所以可认为本试验当中的试样都是在平面应变条件下的断裂，如图5(b)所示。对于工程应用而言，试验结果具有较强的代表性。



(a) 断口的宏观形貌
(a) Macroscopic morphology of fracture



(b) 试样断口与最大正应力的夹角
(b) The Angle between fracture and maximum normal stress

图5　试样断裂形式

Fig.5　Sample fracture pattern

2.2.2　振动疲劳断裂微观分析

按照断裂的性质分类，试样的断裂分为塑性断裂和脆性断裂。通过观察断口可以发现，本研究试验当中的试样在断裂前几乎没有产生明显的塑性变形，所以基本上可以归为脆性断裂。同时，在瞬断区域，都出现了不同情况的韧窝，如图6所示，这充分说明断裂是金属延性断裂。在振动疲劳试验当中，试样的断口也呈现出解理和微孔聚集复合型的断裂特征。U71Mn钢轨振动疲劳断口微观组织如图7所示。

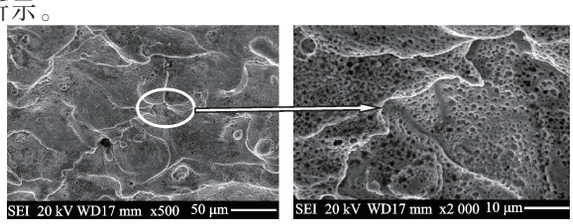
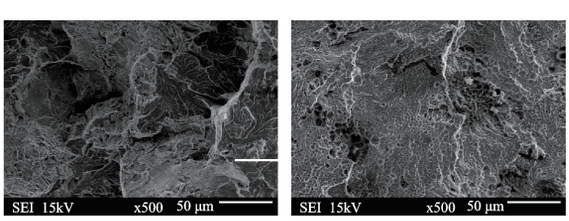


图6　U71Mn钢轨断口中的韧窝

Fig.6　Dimples in fracture of U71Mn rail



(a) 河流花样的解理断口　(b) 撕裂韧窝
(a) Cleavage fracture of river pattern　(b) Tear toughening nest

图7　U71Mn钢轨振动疲劳断口微观组织

Fig.7　Vibration fatigue fracture microstructure of U71Mn rail

通过上述的分析可以认为，振动条件下，疲劳试样的瞬断区解理断裂的河流花样更密集，断口当中的韧窝也更大、更深。这说明处于振动环境当中，U71Mn钢轨较之常规的拉-拉疲劳试验，表现出更高韧性，不容易断裂。通过观察疲劳裂纹扩展区（简称“扩展区”）的形貌特点，可以对处于不同振动状态时的裂纹扩展机理进行研究。

当K_0＞25 MPa•m$^{1/2}$时，疲劳裂纹扩展区形貌如图8所示。扩展区当中疲劳弧线比较大，棱线（疲劳2次台阶）粗且短。甚至在某些试样的断口当中观察不到疲劳条带，而在某些试样断口当中观察到沿晶断裂的特征。

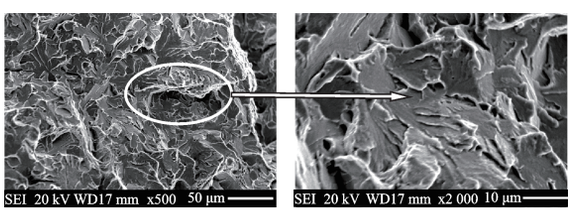


图8 K_0＞25 MPa·m$^{1/2}$时振动试验条件下的U71Mn钢轨扩展区形貌

Fig.8 The morphology of U71Mn rail extension area under the condition of vibration test at K_0＞25 MPa·m$^{1/2}$

当K_0＜15 MPa•m$^{1/2}$时，振动试验条件下U71Mn钢轨扩展区形貌如图9所示。在扩展区可以观察到疲劳条带比较细密，扩展区面积比较大，呈现出高周疲劳破坏的特征。这说明当U71Mn钢轨用于使用环境振动载荷比较轻微时，如直线地段时，首先要考虑钢轨抵抗疲劳裂纹扩展的能力，应当选用强度低、但韧性较好的U71Mn钢轨，用以抵抗振动载荷形成的疲劳裂纹扩展累积损伤。

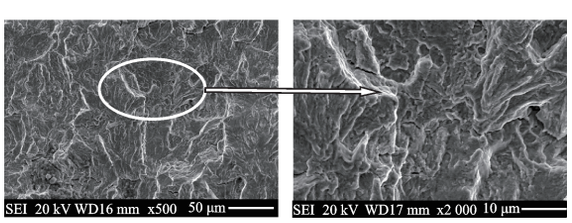


图9 K_0＜15 MPa·m$^{1/2}$时振动试验条件下U71Mn钢轨扩展区形貌

Fig.9 The morphology of U71Mn rail extension area under the condition of vibration test at K_0＜15 MPa·m$^{1/2}$

当15＜K_0＜25 MPa•m$^{1/2}$时，振动试验试样的破坏断口无法明显分辨出单纯的高周疲劳或是低周疲劳破坏的情况。这些断口有明显的疲劳化纤，疲劳弧线之间有疲劳条带，说明在这种情况下，呈现出高低周复合疲劳的特点，其扩展区形貌如图10所示。

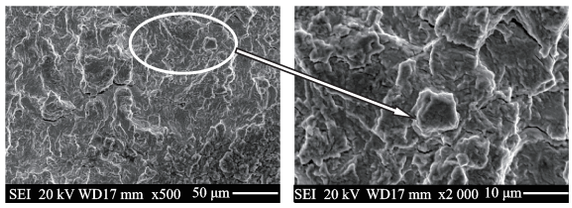


图10 15＜K_0＜25 MPa·m$^{1/2}$振动条件下的扩展区形貌

Fig.10 The morphology of U71Mn rail extension area under the condition of vibration test at 15＜K_0＜25 MPa·m$^{1/2}$

3 结 论

1）在振动疲劳载荷作用下，对于U71Mn钢轨结构的振动疲劳寿命来说，K_0是重要的衡量指标。K_0不断增加，结构的振动疲劳寿命会快速降低；同时，随着K_0不断降低，结构的振动疲劳寿命会逐渐增加，最终出现振动疲劳极限。

2）在实际使用钢轨时不应忽视振动载荷所产生的影响。振动疲劳断口与拉-拉静态疲劳断口相比，存在较大的差异。振动疲劳载荷作用下的试样断口，其瞬断区解理断裂的河流花样更密集，断口当中的韧窝也更大、更深。

3）在不同的K_0条件下，试样的振动疲劳破坏机理出现了差异，应当依据不同的工况选择合适的U71Mn钢轨。当K_0＞25 MPa•m$^{1/2}$时，扩展区当中疲劳弧线比较大，棱线（疲劳2次台阶）粗且短，低周疲劳破坏损伤机制为主，此时应当使用强度较好的U71Mn钢轨。当K_0＜15 MPa•m$^{1/2}$时，疲劳条带比较细密，扩展区面积比较大，高周疲劳破坏损伤机制为主，此时应当使用韧性更好的U71Mn钢轨。当15＜K_0＜25 MPa•m$^{1/2}$时，断口有明显的疲劳化纤，疲劳弧线之间有疲劳条带，说明在这种情况下，呈现出高低周复合疲劳的特点。

参 考 文 献

[1] 中国铁路总公司.2019年1～12月国家铁路主要指标完成情况[R/OL].[2020-01-21].http://www.c-hinarailway.com.cn/wnfw/sjfw/202001/t20200121_98927.html.

[2] JONSSON L, BJORKLUND G, ISACSSON G. Marginal costs for railway level crossing accidents in Sweden[J]. Transport Policy, 2019, 83(10): 68-79.

[3] GROMOV V E, YURIEV A A, IVANOV Y F, et al. Defect substructure change in 100 m differentially hardened rails in long-term operation[J]. Materials Letters, 2017, 209: 224-227.

[4] 关庆华，周业明，李伟，等. 车辆轨道系统的P2共振频

率研究[J]. 机械工程学报，2019，55(8)：118-127.
GUAN Qinghua，ZHOU Yeming，LI Wei，et al. Study on the P2 resonance frequency of vehicle track system [J]. Journal of Mechanical Engineering，2019，55(8)：118-127.(in Chinese)

[5] 高文理，钦凤，金滩，等. 服役U71Mn钢轨疲劳裂纹萌生及扩展分析[J]. 湖南大学学报(自然科学版)，2017，44(6)：25-29.
GAO Wenli，QIN Feng，JIN Tan，et al. Analysis of fatigue crack initiation and propagation on U71Mn steel rail during service[J]. Journal of Hunan University(Natural Sciences)，2017，44(6)：25-29.(in Chinese)

[6] MA Y，MARKINE V L，MASHAL A A. Rail surface crack initiation analysis using multiscale coupling approach [C] //Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. Boca Raton：CRC Press，2016：1611-1622.

[7] KILIKEVICIUS A，FURSENKO A，JUREVICIUS M. Analysis of parameters of railway bridge vibration caused by moving rail vehicles [J]. Measurement & Control，2019，52(9/10)：1210-1219.

[8] MASSIMILIANO P，MARTIN C，JANKO S，et al. Non-Gaussianity and non-stationarity in vibration fatigue [J]. International Journal of Fatigue，2017，97：9-19.

[9] ELLYSON B，BROCHU M，BROCHU M，et al. Characterization of bending vibration fatigue of SLM fabricated Ti-6A1-4V[J]. International Journal of Fatigue，2017，99：25-34.

[10] 藤瑞品，宋晓琳. 二维随机载荷作用下疲劳寿命的研究[J]. 中国机械工程，2017，28(24)：3017-3023.
TENG Ruipin，SONG Xiaolin. Research on fatigue life under two demension random stresses [J]. China Mechanical Engineering，2017，28 (24)：3017-3023.(in Chinese)

[11] 周清跃，刘丰收，张银花，等. 高速铁路轮轨匹配存在问题及对策[J]. 中国铁道科学，2017，38 (5)：78-84.
ZHOU Qingyue，LIU Fengshou，ZHANG Yinhua，et al. Solutions for problems at wheel-rail interface in high speed railway[J]. China Railway Science，2017，38(5)：78-84.(in Chinese)

[12] 赵新利，吴越，郭涛，等. 车轮多边形磨耗统计规律及关键影响因素分析[J]. 振动、测试与诊断，2020，40(1)：48-53.
ZHAO Xinli，WU Yue，GUO Tao，et al. The statistical research and induction factor of polygonal wear of high-speed train wheels [J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2020，40(1)：48-53.(in Chinese)

[13] 高红俐，刘辉，郑欢斌，等. 谐振式疲劳裂纹扩展试验振动系统质点质量的软测量方法[J]. 中国机械工程，2016，27(5)：627-634.
GAO Hongli，LIU Hui，ZHENG Huanbin，et al. Measurement of particle mass of resonant fatigue crack propagation test vibration system based on soft-measuring technology [J]. China Mechanical Engineering，2016，27(5)：627-634.(in Chinese)

[14] 黄强，姚湘静，黄宏伟，等. 地铁运行时轨道-隧道-地层振动实测与分析[J]. 振动、测试与诊断，2018，38 (2)：260-265.
HUANG Qiang，YAO Xiangjing，HUANG Hongwei，et al. Field measurement and analysis of train-induced vibration in the whole track-tunnel-ground system[J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2018，38 (2)：260-265.(in Chinese)

[15] 周兵，李宁，吴晓建，等. 减振器阻尼对扭力梁疲劳寿命的影响[J]. 中国机械工程，2017，28 (5)：544-549.
ZHOU Bing，LI Ning，WU Xiaojian，et al. Effects of shock absorber damping on fatigue lifes of torsion beams [J]. China Mechanical Engineering，2017，28(5)：544-549.(in Chinese)



第一作者简介：钟雯，女，1983 年 10 月生，博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为轮轨摩擦学。
E-mail：zw1019@126.com

通信作者简介：胡家杰，男，1980 年 6 月生，博士、高级工程师。主要研究方向为轮轨摩擦学。
E-mail：walker@my.swjtu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.009

基于混沌粒子群优化的转子失衡参数辨识研究*

运侠伦[1,2,3]，庞哲凯[1,2,3]，章　云[4]，姜歌东[1,2,3]，刘　斌[1,2,3]，梅雪松[1,2,3]

（1.西安交通大学陕西省智能机器人重点实验室　西安，710049）

（2.西安交通大学机械制造与系统工程国家重点实验　西安，710049）

（3.西安交通大学机械工程学院　西安，710049）

（4.西安电子科技大学机电工程学院　西安，710126）

摘要　为了更精确辨识多面转子轴系的失衡参数，采用适用于复杂非线性求解问题的粒子群优化算法替代失衡参数辨识反问题求解过程。在使用粒子群优化求解时，引入混沌优化思想，分别对权重因子和迭代规律进行调整，提出了混沌权重粒子群优化（chaos weighted particle swarm optimization，简称CWPSO）和双混沌粒子群优化（double chaos particle swarm optimization，简称DCPSO），并与标准粒子群优化（standard particle swarm optimization，简称SPSO）和异步自适应粒子群优化（asynchronous adaptive particle swarm optimization，简称ASPSO）进行了仿真对比，结果显示，DCPSO的平均误差最小为2.86%，稳定性最佳。采用DCPSO在本特利RK4实验台上进行失衡参数辨识及振动抑制实验，结果表明，在转速为2 040 r/min时，该算法对多面转子轴系失衡参数辨识效果最佳，由失衡引起的振动抑制率达95%左右。

关键词　失衡参数辨识；粒子群优化算法；混沌优化；振动抑制

中图分类号　TH113；TH133.3

引　言

对旋转机械而言，转子运行平稳性是衡量其工作性能优劣的重要标准。造成转子失稳的原因众多，根据故障产生的原因大致可分为2种：①静态故障，如由加工误差、装配误差等原因造成的转子质量分布不均、质心偏移，这种误差是转子系统的固有属性，只能通过提高加工精度、改善装配工艺及静态补偿等方法进行修正；②动态故障，这种故障是在长期运行下各部件寿命下降引发的系统故障，如转子的污损或由轴承故障导致的转子失稳等。针对动态故障，通常采用定期修正或实时补偿的方法降低影响。由上述原因引起的转子故障中，失衡为主要故障之一，占比约为80%[1]。在实际应用场合，如大型汽轮机机组、发电机机组等，通常采用多面平衡技术完成转子失衡校正。

转子的高精度平衡的前提是准确的失衡参数辨识。为此，国内外学者进行了大量的研究，主要得出的方法可根据研究对象的不同分为基于试验的平衡方法和基于模型的平衡方法。基于试验的平衡方法为影响系数法和一系列改进影响系数法。王星星等[2]将遗传交叉因子与粒子群算法相结合提出一种改进粒子群算法的最小二乘影响系数法。Yao等[3]则使用双目标优化方法解决了最小二乘影响系数法在特定转速下产生过多残余振动的缺点，并通过仿真和实验验证了该方法的有效性。Zhang等[4]提出一种适用于圆盘型工件的自适应影响系数法，降低了工件在动平衡测量和计算时产生的误差，但由于该方法仅验证了单面影响系数法，因此并不适用于多面转子轴系。基于模型的平衡方法则省去了频繁的试重启停机过程，简化了辨识步骤，该方法的核心思想是建立转子系统模型，得出系统的振动响应方程，从而在已知系统振动响应的条件下反向求解出失衡质量及相位。孙景钰[5]以高速转子-滑动轴承系统为研究对象，建立了其有限元模型，并验证了该模型的准确性，同时研究了失衡求解时的方程病态

* 国家自然科学基金资助项目（52105531）；陕西省重点研发计划资助项目（2020ZDLGY14-05，2020ZDLGY01-10HZ）
收稿日期：2020-07-01；修回日期：2020-10-28

性，给出了几种常见的病态性解决方法。Zhang等[6]通过不断修正转子系统的刚度，使得由其各向异性带来的误差得以补偿。Yun等[7]提出了利用动力学模型辨识转子传递特性的矢量匹配平衡方法，说明了加重影响系数法的本质，同时采用矢量匹配法有效地抑制了转子振动。Zou等[8]提出了一种应用卡尔曼滤波器的时域辨识动平衡方法，可以得到不同情况下的失衡参数，但该方法也并未对超过两个平面的转子进行实验。Nordmann等[9]则采用数值分析方法替代了需要重复试重的影响系数法，并通过发电机组的平衡案例论述了方法的有效性。文献[10]在Jaya算法基础上将两平面刚性转子轴系的支承反力作为优化目标函数，采用离散平衡优化方法求解失衡参数。近些年，随着智能算法的不断成熟，邱海等[11]提出了一种基于人工神经网络的转子动平衡方法，利用神经网络拟合失衡响应与失衡量之间的关系。Gohari等[12]也提出一种由人工神经网络模型近似表达转子模型的代理模型方法，但由于训练网络所需的大量样本数据很难获取，因此该方法的可行性并不高。顾煜炯等[13]提出了一种基于代理模型的辨识算法，用粒子群算法优化的支持向量回归构建了用于代理真实转子的模型。

影响系数法虽然简单易行，但存在的最重要缺陷是当平衡面数量多于测点数量，得到的方程组呈病态，无法得到正确的影响系数[14]。为了消除病态影响，通常会在多转速下多次试重，因此会增加操作时的启停机次数。而基于模型的平衡方法虽然省去了试重环节，但在模型反问题求解时仍存在病态问题。为此，笔者提出了使用粒子群优化算法替代失衡响应反问题求解过程，通过利用粒子群优化算法易实现、高精度及收敛快的优点，在基于模型的平衡方法基础上，提高了失衡参数的求解精度。同时，为了避免陷入局部最优，又引入了混沌优化思想[15]，在多维粒子群求解过程中将粒子的各维度独立地进行混沌映射处理，使得粒子群活性最大化，增强了全局寻优能力。

1　转子轴系模型及失衡响应

根据转子动力学所述，典型的转子-轴承系统一般是由离散的叶轮（具有集中质量的圆盘）、具有分布质量的弹性轴段和轴承部件等构成[16]。在进行系统有限元建模时，可以将转子系统沿轴线划分为圆盘、轴段和轴承座等单元，各单元在节点处联结。对于N个节点，$N-1$个轴段单元连接而成的转子系统，不考虑轴承座等效质量，则系统的运动方程为

$$\begin{cases} \boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{U}}_1+\Omega\boldsymbol{J}\dot{\boldsymbol{U}}_2+\boldsymbol{K}\boldsymbol{U}_1=\boldsymbol{Q}_1 \\ \boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{U}}_2+\Omega\boldsymbol{J}\dot{\boldsymbol{U}}_1+\boldsymbol{K}\boldsymbol{U}_2=\boldsymbol{Q}_2 \end{cases} \tag{1}$$

其中：$\boldsymbol{M}$为系统的质量矩阵；Ω为常数；$\boldsymbol{J}$为系统的回转矩阵；$\boldsymbol{K}$为系统的刚度矩阵对阵部分；$\boldsymbol{Q}_1$，$\boldsymbol{Q}_2$为系统的广义外力矩阵；$\boldsymbol{U}_1$，$\boldsymbol{U}_2$为系统的位移向量。

$\boldsymbol{U}_1$和$\boldsymbol{U}_2$具体表示为

$$\begin{cases} \boldsymbol{U}_1=\left[x_1,\theta_{y1},x_2,\theta_{y2},\cdots,x_N,\theta_{yN}\right]^{\mathrm{T}} \\ \boldsymbol{U}_2=\left[y_1,-\theta_{x1},y_2,-\theta_{x2},\cdots,x_N,-\theta_{xN}\right]^{\mathrm{T}} \end{cases} \tag{2}$$

其中：x_i为转子第i个节点在x方向的位移；θ_{yi}为第i个节点绕x轴旋转的角度；y_i为第i个节点在y方向的位移；θ_{xi}为第i节点绕y轴旋转的角度；$i=1,2,\cdots,N$。

由于各单元之间的相互作用力在方程综合的过程中已经相互消去，并且轴承座对轴承的支撑反力也已经等效到刚度矩阵$\boldsymbol{K}$中。因此，在广义力向量$\boldsymbol{Q}_1$和$\boldsymbol{Q}_2$中只剩下失衡激励的广义力。如果不计系统阻尼，且假设轴承支撑特性为各向同性，令$\boldsymbol{Z}=\boldsymbol{U}_1+\mathrm{i}\boldsymbol{U}_2$，则整个转子-轴承系统的运动微分方程为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{Z}}-\mathrm{i}\Omega\boldsymbol{J}\dot{\boldsymbol{Z}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{Z}=\Omega^2\boldsymbol{Q}\mathrm{e}^{\mathrm{i}\Omega t} \tag{3}$$

其中：$\boldsymbol{Q}=\boldsymbol{Q}_\xi+\mathrm{i}\boldsymbol{Q}_\eta=\boldsymbol{Q}_\xi+\boldsymbol{Q}_\eta\mathrm{e}^{\mathrm{i}\frac{\pi}{2}}$；$\boldsymbol{Q}_\xi$为动坐标系$\xi$向失衡分布；$\boldsymbol{Q}_\eta$为动坐标系$\eta$的失衡分布。

根据式(3)可求得转子-轴承系统的失衡响应为

$$\boldsymbol{Z}=\boldsymbol{A}\mathrm{e}^{\mathrm{i}\Omega t} \tag{4}$$

其中：$\boldsymbol{A}=\Omega^2\left[-\boldsymbol{M}\Omega^2+\boldsymbol{J}\Omega^2+\boldsymbol{K}\right]^{-1}\boldsymbol{Q}$。

若考虑系统阻尼，则失衡响应为

$$\boldsymbol{A}=\Omega^2\left[-\boldsymbol{M}\Omega^2+\boldsymbol{J}\Omega^2+\boldsymbol{K}+\mathrm{i}\Omega\boldsymbol{C}\right]^{-1}\boldsymbol{Q} \tag{5}$$

2　粒子群优化算法及改进粒子群算法

粒子群优化算法（particle swarm optimization，简称PSO）是一种集群智能算法。其特点是在寻优过程中算法本身具有“记忆性”，每一次迭代算法会存储群体中每个粒子的搜寻结果，并寻找最接近全局最优解的粒子，其他粒子将向该粒子靠近，经过一

定搜寻次数,所有粒子将集中于全局最优解。因此,该算法被广泛应用于全局寻优问题。但因为PSO易陷入局部最优且收敛速度慢,Shi等[17]在原先的算法基础上引入惯性权重,提出了带惯性权重因子的粒子群算法,即标准粒子群优化算法(SPSO)。

2.1 标准粒子群算法

粒子群算法实现需要满足3个前提条件,分别是优化变量的选择、优化区间的选择和优化目标的设定。在转子失衡参数求解过程中,系统的失衡量可表示为复数形式$P=x\cos\theta+\mathrm{i}x\sin\theta$或指数形式$P=x\mathrm{e}^{\mathrm{i}\theta}$。为了方便划分优化范围,笔者选择后者。在粒子群不断寻找最优解过程中,搜寻范围对优化速度和精度都有重要的影响,因此在计算时可预先进行粗略的估算或根据实际经验进行范围的初步界定,尽可能的缩小搜寻范围。对转子动平衡问题一般使用残余振动量来评价系统的平衡好坏,因此以本研究所用转子模型为对象,采用单一目标优化的方法,构造优化目标为

$$\begin{cases} O(X)=\left\| \begin{matrix} \mathrm{real}(Z_1-\bar{Z}_1),\mathrm{imag}(Z_1-\bar{Z}_1), \\ \mathrm{real}(Z_2-\bar{Z}_2),\mathrm{imag}(Z_2-\bar{Z}_2) \end{matrix} \right\|_{\infty}^{\mathrm{T}} \\ \text{s.t. } x_{1,2,3,4}\in(0,50),\theta_{1,2,3,4}\in(0,360^\circ) \end{cases} \tag{6}$$

其中:x_1,x_2,x_3和x_4为待辨识参数中失衡振幅;θ_1,θ_2,θ_3和θ_4为待辨识参数中失衡相位在确定优化目标之后,构建粒子群算法中非常关键的适应度函数。

适应度函数的具体构造步骤如下:

1) 根据实验对象,计算出转子-轴承系统的质量矩阵$\boldsymbol{M}$、惯量矩阵$\boldsymbol{J}$、刚度矩阵$\boldsymbol{K}$和阻尼矩阵$\boldsymbol{C}$;

2) 根据系统动力学方程计算出系统失衡响应$\boldsymbol{Z}$;

3) 记录实际测量的系统失衡响应$\bar{\boldsymbol{Z}}$;

4) 根据式(6)计算得到适应度值fit。

依据上述步骤即可得到粒子的适应度值,该值作为个体适应度值,对粒子下次搜寻方向给予部分指导。根据以上所述构建出标准粒子群算法,具体过程描述如下:

1) 初始化粒子种群,即随机初始化粒子位置$x_i^{(0)}$和速度$v_i^{(0)}$;

2) 计算每个粒子的适应度值fit,记为初始个体最佳适应度值$\mathrm{fit}_{\mathrm{person_best}}$,取所有粒子适应度值最小值记为群体最佳适应度值$\mathrm{fit}_{\mathrm{global_best}}$;

3) 根据公式$V_i^{(k+1)}=\omega V_i^{(k)}+c_1r_1\left[X_{\mathrm{person_best}}^{(k)}-X_i^{(k)}\right]+c_2r_2\left[X_{\mathrm{global_best}}^{(k)}-X_i^{(k)}\right]$更新粒子速度,其中$k$为第$k$代粒子,$\omega$为惯性权重因子,$c_1$和$c_2$为学习因子,$r_1$和$r_2$为0~1的随机数;

4) 根据公式$X_i^{(k+1)}=X_i^{(k)}+V_i^{(k+1)}$更新粒子位置;

5) 重新计算个体最佳适应度值和群体最小适应度值;

6) 重复步骤3~5,直至达到既定迭代次数或达到预期适应度值,得到最优粒子,即得到系统的失衡参数。

上述算法为SPSO,但该算法由于惯性权重因子、学习因子为固定值,因此粒子群在达到一定的迭代次数之后易陷入局部最优。因此,笔者加入了异步自适应权重因子构造了ASPSO,具体做法为将惯性权重因子修正为自适应权重因子,即随着适应度的降低而降低,如式(7)所示

$$w=\begin{cases} w_{\min}-(w_{\max}-w_{\min})\dfrac{\mathrm{fit}-\mathrm{fit}_{\min}}{\mathrm{fit}_{\mathrm{avg}}-\mathrm{fit}_{\min}} & (\mathrm{fit}\leqslant\mathrm{fit}_{\mathrm{avg}}) \\ w_{\max} & (\mathrm{fit}>\mathrm{fit}_{\mathrm{avg}}) \end{cases} \tag{7}$$

其中:fit为当前适应度值;$\mathrm{fit}_{\min}$为最小适应度值;$\mathrm{fit}_{\mathrm{avg}}$为平均适应度值。

将学习因子修正为异步线性学习因子,即随着迭代次数增加,个体学习因子减小,群体学习因子增加,如式(8)所示

$$\begin{cases} c_1=c_1^{\mathrm{start}}+(c_1^{\mathrm{end}}-c_1^{\mathrm{start}})\dfrac{t}{T} \\ c_2=c_2^{\mathrm{start}}+(c_2^{\mathrm{end}}-c_2^{\mathrm{start}})\dfrac{t}{T} \end{cases} \tag{8}$$

2.2 混沌粒子群算法

混沌具有随机性、遍历性及初值敏感性的特点,因此在ASPSO的基础上又引入混沌优化的思想,将各维度的惯性权重因子进行混沌处理。笔者选择混沌变量分布更加均匀的Tent映射[18],如式(9)所示

$$Z_{n+1}=\begin{cases} Z_n/q & (0<Z_n\leqslant q) \\ (1-Z_n)/(1-q) & (q\leqslant Z_n\leqslant 1) \end{cases} \tag{9}$$

其中：$q=0.6$。

式(9)得到的Z为混沌矩阵，将每个元素映射至惯性权重衰减半径r内，r为线性递增，即寻优后期半径变大，经过混沌化后，w更加分散，从而种群活力增强，有利于跳出局部最优。混沌衰减权重因子如式(10)所示

$$\begin{cases} w^t = w_{\max} + (w_{\min} - w_{\max})\dfrac{t}{T} \\ r^t = w_{\max} - w^t \\ w = r^t Z^t + w^t \end{cases} \tag{10}$$

根据上述思想得到的是CWPSO，该算法在ASPSO算法的基础上，对粒子的各维度进行独立地混沌映射处理，使粒子最大化保存了活性，避免各个维度之间的相互干扰，影响辨识精度。实验过程中发现，CWPSO虽然比SPOS和ASPSO精度有所提升，但在经历了一定迭代之后，种群活性降低。为了进一步激发种群活性，在CWPSO基础上又利用混沌优化思想以当前粒子群的历史最优位置为基础产生混沌序列，并用混沌序列中的最优粒子随机替换掉粒子群中的一个粒子，设计出DCPSO，即在种群迭代80%后将搜索范围改变为混沌搜索范围。具体算法流程如图1所示。

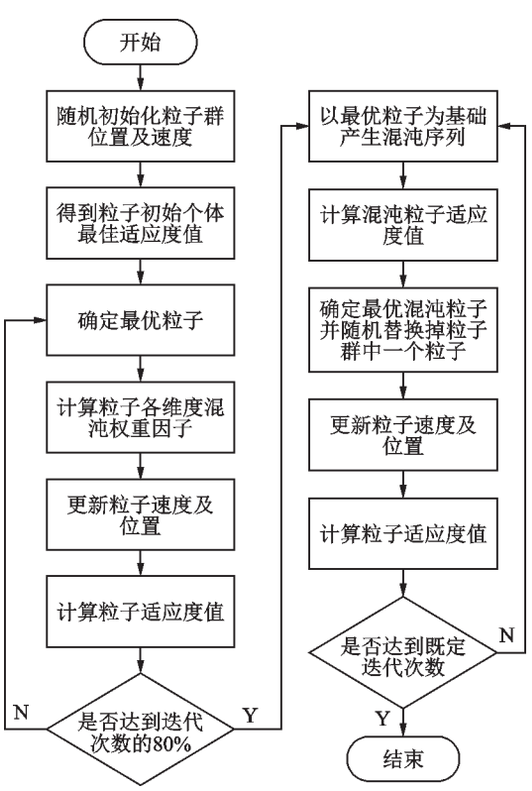


图1　DCPSO算法流程图

Fig.1　DCPSO flowchart

3　仿真分析及实验

笔者基于本特利RK4实验台搭建单跨度四平衡面双测点的转子实验，转子全长为560 mm，以每8 mm轴段划分为1个单元，共划分为70个单元，如图2所示。

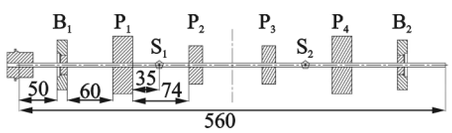


图2　四面双测点转子模型示意图(单位：mm)

Fig.2　Diagram of rotor model with four sides and two measuring points (unit:mm)

图中：B_1，B_2分别为位于节点8和65处的滚动轴承支承；P_1，P_2，P_3和P_4分别为位于节点18，30，42和56处的加重平衡面；S_1，S_2分别为位于节点24和48处的测振传感器，用来测量系统的失衡响应。采用Matlab数学分析工具按1.1节所述建立该转子系统运动方程。该系统的实验参数如表1所示。

表1　转子模型实验参数

Tab.1　Rotor model experimental parameters

对象	参数及数值			
轴段	R/mm	密度/(kg•m^{-3})	弹性模量/Pa	泊松比
	5	7.89×10^3	2.1×10^{11}	0.3
B_1，B_2	k_1/(N•m^{-1})	k_2/(N•m^{-1})	阻尼/((N•s)•m^{-1})	d_1/mm
	1.4×10^5	5.5×10^5	0.2×10^2	13
P_1，P_4	m_1/kg		R_1/mm	d_2/mm
	0.8		37.5	26
P_2，P_3	m_2/kg		R_2/mm	d_3/mm
	0.08		25	18

R为半径；k为刚度；d为厚度；m为质量

3.1　仿真实验

本次仿真实验对比了SPOS，ASPSO，CWPSO和DCPSO这4种算法，每组算法加入相同的失衡变量后进行10组实验，每次实验迭代次数为500次，粒子数目为400个。在DCPSO中混沌迭代次数为100时，各算法适应度值如表2所示。

由表2可以看出，虽然SPSO可以达到的适应度最小值为3.26×10^{-11}，但同时也可以看出该算法十分不稳定，相反，CWPSO平均适应度值为4种算

表 2 4种算法适应度值

Tab.2 Fitness values of four algorithms

算法	平均值 fit_{avg}	最优值 fit_{best}	最差值 fit_{worst}
SPSO	8.13×10^{-7}	3.26×10^{-11}	3.71×10^{-6}
ASPSO	3.11×10^{-7}	6.51×10^{-8}	6.70×10^{-7}
CWPSO	1.99×10^{-8}	3.00×10^{-9}	7.72×10^{-8}
DCPSO	3.45×10^{-8}	4.64×10^{-9}	1.19×10^{-7}

法中最小且适应度值稳定。

为进一步说明,将4种算法每次仿真得到的粒子精度误差(8个参数仿真计算值偏离理想值程度)进行对比。4种算法实验误差与分布如图3~6所示。从图3~6可以看出,SPSO实验组误差波动范围大于20%,算法稳定性差,其中第6组实验的第3个变量的误差最大达21.39%;ASPSO误差较SPSO有所减少,其中第8组实验的第5个变量误差最大为14.55%;CWPSO实验组中第6组实验的第3个变量误差最大为10.70%;DCPSO算法整体稳定性高,平均误差集中在3%附近,其中第4组实验的第7个变量误差较大为11.12%。根据上述分析可以得出,DCPSO的算法精度和稳定性均高于其他3种算法。

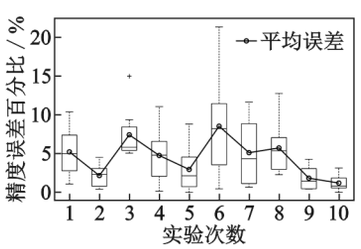


图3 SPSO实验组误差分布

Fig.3 Error distribution of SPSO experimental group

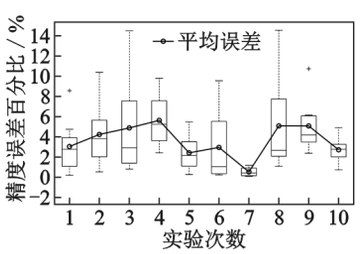


图4 ASPSO实验组误差分布

Fig.4 Error distribution of ASPSO experimental group

图7为4种算法进行10组仿真得到的平均误差对比。由图可以看出,DCPSO精度和稳定性最高,其平均误差百分比中位数最小为2.66%,平均值为2.86%。因此,可以得出结论:针对转子系统失衡响应求解问题,应用DCPSO相比SPSO,ASPSO和CWPSO更加稳定,精度更高。

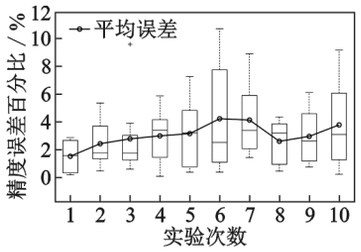


图5 CWPSO实验组误差分布

Fig.5 Error distribution of CWPSO experimental group

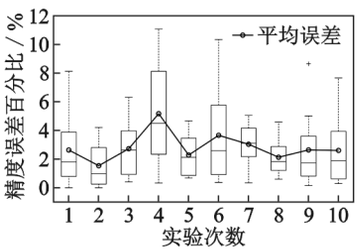


图6 DCPSO实验组误差分布

Fig.6 Error distribution of DCPSO experimental group

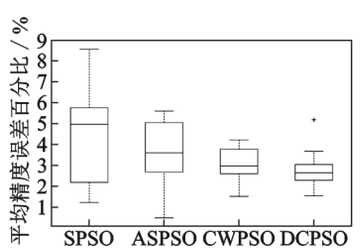


图7 4种算法平均误差对比

Fig.7 Comparison of average errors of four algorithms

3.2 实验搭建及结果

为验证算法的有效性,搭建了本特利RK4多圆盘转子实验台,如图8所示。该实验台由本特利RK4实验台、电机调速仪、信号前处理器、信号采集仪及上位机采集软件等部分组成,并配备有多种规格的配重螺钉,用于添加失衡量。在节点24和节点48处设置相互正交的2组德国米依高精度位移传感器,用于测量转子在该方向的跳动。同时,本特利RK4实验台有用于测量实际转速的凹槽,因此采集仪一共输出5路信号到上位机软件中进行信号分析,提取转子在测点处的振动幅值和相位。

根据3.1的分析结果采用DCPSO进行失衡参数辨识,在转速为2 040 r/min时进行验证,传感器S_1,S_2处失衡信号经过信号处理得到的幅频域曲线如图9和图10所示。从图中可以看到,平衡前S_1处振动值为83.12 μm,S_2处振动值为64.65 μm;平衡后

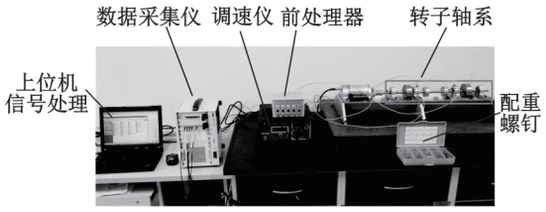


图 8　多圆盘转子实验台

Fig.8　Multi disk rotor test bed

S_1处振动值为 4.93 μm，振动抑制率达 94.07%，S_2处振动值为 2.89 μm，振动抑制率达 95.93%。因此，应用 DCPSO 的失衡辨识在该情况下效果良好。实验结果如表 3 所示。

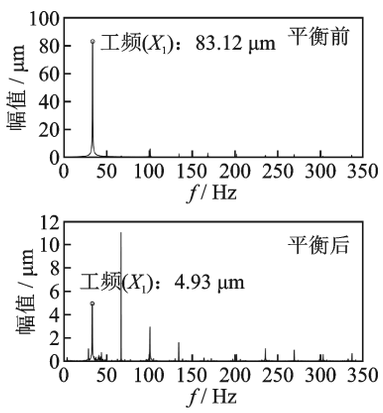


图 9　平衡前后 S_1处振动频域曲线

Fig.9　Frequency domain curve of vibration at S_1 before and after balancing

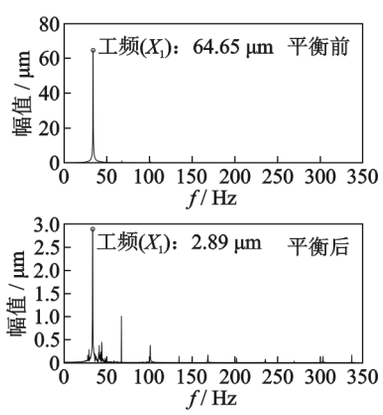


图 10　平衡前后 S_2处振动频域曲线

Fig.10　Frequency domain curve of vibration at S_2 before and after balancing

表 3　转速为 2 040 r/min 时的实验结果

Tab.3　Experimental results at 2 040 r / min

测量位置	振动值/μm		抑振率/%
	平衡前	平衡后	
传感器 S_1	83.12	4.93	94.07
传感器 S_2	64.65	2.89	95.93

4　结　论

1）基于多圆盘转子系统的动力学模型，得到了失衡响应的特征方程，并引入粒子群优化求解思想替换掉原有失衡参数辨识反向求解过程，有效地解决了多面转子失衡参数辨识存在的病态性问题，避免了其他修正方法引起的多次启停机，简化了辨识过程。

2）将混沌优化思想和粒子群算法相结合，采用均匀分布的 Tent 映射作为映射函数，将被视作粒子的多维度变量在各维度上混沌化。随着迭代次数增加整体趋势呈缩减态势，增加了粒子群的搜索能力，并将该思想进一步应用到失衡参数辨识算法中得到双混沌粒子群算法，增加了失衡参数辨识精度。

3）经过仿真分析和实验验证，得到在 10 组实验中，DCPSO 的平均辨识误差为 2.86%，中位辨识误差为 2.66%，将 DCPSO 应用于本特利 RK4 试验台作实验验证，在转速为 2 040 r/min 时，转子系统抑振率达到了 94% 以上，因此可以得出结论，DCPSO 是一种适用于多面转子轴系失衡参数辨识的优良算法。

参　考　文　献

[1]　王正．转动机械的转子动力学设计[M]．北京：清华大学出版社，2015：51-65.

[2]　王星星，吴贞焕，杨国安，等．基于改进粒子群算法的最小二乘影响系数法的理论及实验研究[J]．振动与冲击，2013，32(8)：100-104.
WANG Xingxing，WU Zhenhuan，YANG Guoan，et al. Theory and tests for least square influence coefficient method based on an improved particle swarm optimization algorithm [J]. Journal of Vibration and Shock，2013，32(8)：100-104.(in Chinese)

[3]　YAO J，YANG F，SU Y，et al. Balancing optimization of a multiple speeds flexible rotor [J]. Journal of Sound and Vibration，2020，1(1)：115405.

[4]　ZHANG S H，ZHANG Z M. Online measuring and estimating methods for the unbalancing vector of thin-disc workpiece based on the adaptive influence coefficient[J]. Journal of Vibration and Control，2021，27：1753-1764.

[5] 孙景钰. 基于动力学模型的高速转子轴承系统无试重动平衡方法研究[D]. 西安:西安电子科技大学, 2020.

[6] ZHANG Y, MEI X, SHAO M, et al. An improved holospectrum-based balancing method for rotor systems with anisotropic stiffness[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2013, 227 (2): 246-260.

[7] YUN X, MEI X, JIANG G, et al. A new dynamic balancing method of spindle based on the identification energy transfer coefficient [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33(10): 4595-4604.

[8] ZOU D, ZHAO H, LIU G, et al. Application of augmented Kalman filter to identify unbalance load of rotor-bearing system: theory and experiment[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 463: 114972.

[9] NORDMANN R, KNOPF E, ABRATE B. Numerical analysis of influence coefficients for on-site balancing of flexible rotors[C]//International Conference on Rotor Dynamics. Cham: Springer, 2018: 157-172.

[10] RODRIGUES D J, CHAMPNEYS A R, FRISWELL M I, et al. Automatic two-plane balancing for rigid rotors[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2008, 43(6):527-541.

[11] 邱海, 屈梁生, 张海军, 等. 神经网络在转子动平衡中应用的几个关键问题[J]. 机械工程学报, 2001, 37(1): 88-91.
QIU Hai, QU Liangsheng, ZHANG Haijun, et al. Some key problem of the neural network applied in rotor balancing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(1): 88-91.(in Chinese)

[12] GOHARI M, KORD A. Unbalance rotor parameters detection based on artificial neural network[J]. International Journal of Acoustics and Vibration, 2019, 24(1): 113-118.

[13] 顾煜炯, 陈东超, 徐婧, 等. 基于代理模型的转子系统不平衡定量辨识[J]. 动力工程学报, 2015, 35(12): 982-987.
GU Yujiong, CHEN Dongchao, XU Jing, et al. Quantitative identification of unbalance in a rotor system based on surrogate model[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2015, 35(12): 982-987.(in Chinese)

[14] 王琇峰, 牛振. 影响系数法平衡中的病态方程研究[J]. 热能动力工程, 2007, 22(6): 591-595.
WANG Xiufeng, NIU Zhen. A study of ill-conditioned equations involved in a dynamic balancing process when influence coefficient method is used[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2007, 22(6): 591-595.(in Chinese)

[15] 李兵, 蒋慰孙. 混沌优化方法及其应用[J]. 控制理论与应用, 1997, 14(4): 613-615.
LI Bing, JIANG Weisun. Chaos optimization method and its application[J]. Journal of Control Theory and Applications, 1997, 14(4): 613-615.(in Chinese)

[16] 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: 34-36.

[17] SHI Y, EBERHART R. A modified particle swarm optimizer[C]//1998 IEEE International Conference on Evolutionary Computation Proceedings.[S.l.]: IEEE, 1998: 69-73.

[18] 刘玲, 钟伟民, 钱锋. 改进的混沌粒子群优化算法[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2010, 36 (2): 267-272.
LIU Ling, ZHONG Weimin, QIAN Feng. An improved chaos-particle swarm optimization algorithm [J]. Journal of East China University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2010, 36(2): 267-272.(in Chinese)



第一作者简介:运侠伦,男,1988年9月生,副研究员。主要研究方向为高速电主轴动态特性及在线动平衡技术。曾发表《高速主轴角接触球轴承动刚度分析及测试方法》(《振动、测试与诊断》2019年第39卷第4期)等论文。

E-mail: yunxlxl@xjtu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.010

基于轴桥柔性的100%低地板车动力学分析*

戚　壮[1]，　张成成[2]，　王美琪[1]，　刘鹏飞[1]
（1.石家庄铁道大学机械工程学院　石家庄，050043）
（2.中车唐山机车车辆有限公司动车检修事业部　唐山，063000）

摘要　为了研究独立旋转车轮转向架簧下轴桥的弹性特性对整车动力学性能的影响，以某型100%低地板车整车为研究对象，在建立其多刚体模型的基础上，考虑轴桥的振动弹性特性，进一步建立了3模块整车刚柔耦合动力学模型。在轨道随机不平顺激扰下开展整车动力学性能对比分析，发现刚柔耦合模型较多刚体模型轮轴横向力和脱轨系数升高，轮轨垂向力和轮重减载率降低。轴桥振动响应的计算结果表明，刚柔耦合模型的轴桥横向振动响应较多刚体模型幅值降低约15%；轴桥弹性特性分析结果显示，当轴桥结构垂向自振频率在15～25 Hz之间时，其模态振型会被轮轨动态作用激发，从而对整车动力学性能产生较大影响。在此研究基础上，开展了轴桥结构的轻量化设计，在保证整车动力学性能的约束条件和结构强度的前提下，优化了其几何截面并将其质量降低了约15%，在一定程度上为100%低地板车的轴桥设计提供了工程借鉴。

关键词　刚柔耦合；振动；车辆动力学；独立旋转车轮；结构优化
中图分类号　U270.33；TH113.1

引　言

随着大中型城市人口数量的快速增加，发展城市轨道交通显得尤为重要。与城市地铁轨道交通相比，城市轻轨交通设备维护费用和系统耗能更低，其中100%低地板车具有以下优点：①地板面低，无需设立高站台，方便乘客上下车；②建设周期短并且节能节地，可与路面交通实现路权共享等。

我国越来越多的大中型城市开始引入低地板车并投入运营，作为公共交通车辆，其乘坐舒适性和运行安全性必然会受到广泛关注。轴桥结构作为车辆的簧下质量，其大小会影响轮轨相互作用，从而影响车辆的动力学性能，如平稳性、安全性等。一般情况下将簧下质量视为刚体进行动力学建模，而在车辆的实际运行中由于簧下质量结构的不同，其固有模态振型会在轮轨激励频率和设备自振频率产生共振时表现出来，从而影响车辆的动力学性能。笔者以某型100%低地板车的簧下轴桥设备为研究对象，运用模态叠加法进行坐标变换，在建立了刚柔耦合模型的基础下，与多刚体模型在轨道不平顺激扰下的振动响应和动力学性能进行对比。对比分析多刚体模型和刚柔耦合模型的动力学性能后，进一步对簧下轴桥柔性特性进行研究，为以后100%低地板车的工程应用研究提供一定程度的借鉴。

1　刚柔耦合模型动力学建模

1.1　轴桥有限元模型的建立及模态分析

此型100%低地板车采用独立旋转车轮[1]，轴桥是连接轮对的重要结构件，且作为簧下质量，其结构形式和本身特性不仅对车辆的轮轨相互作用影响巨大，而且对整车车辆动力学性能也有重要影响，因此将其考虑为柔性体，并研究其弹性特性对整车动力学的影响是很有必要的[2]。

基于柔性体轴桥有限元模型，进行自由模态计算，得到轴桥的自由振动模态，根据轴桥的振动模态分析其振动特性，求解出振动方程特征根和振动向量，得到每一阶的固有频率和振型。将轴桥的空间物理坐标转换为模态坐标是求解步骤的关键。在小变形假设的前提下，浮动坐标系方法是将物体的运动视为浮动坐标系的大范围运动与小弹性变形的叠加[3]。

图1为柔性轴桥的空间坐标表示。基点O为附着在此柔性体上的质点，选择浮动坐标系$O'xyz$。P

*　国家自然科学基金资助项目（11790282）；河北省重点研发计划项目资助（20310803D）
收稿日期：2020-07-03；修回日期：2020-11-20

为柔性体上的任意点，此任意点的运动可分解为浮动坐标系的牵连运动和相对浮动坐标系的变形运动的叠加。并取P点相对惯性参考系$Oxyz$，其相对于P_t点的矢径为$\boldsymbol{R}_P$，相对于浮动坐标系的矢径为$\boldsymbol{R}_O$，设柔性体在发生变形前的位置为P_{t0}，$\boldsymbol{\rho}$和$\boldsymbol{\mu}$分别为P点的弹性形变向量和柔性体未发生形变时P点相对浮动坐标系的位置向量，$\boldsymbol{r}_{op}$为P点的位移矢量，如图1所示，则有

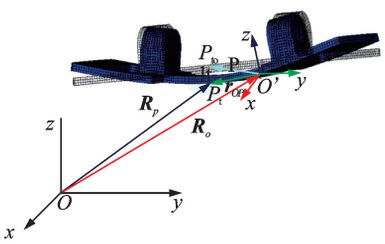


图1 柔性轴桥的坐标表示

Fig.1 The coordinate representation of the flexible axle bridge

$$\begin{cases}\boldsymbol{R}_P=\boldsymbol{R}_O+\boldsymbol{r}_{Op}\\ \boldsymbol{r}_{Op}=\boldsymbol{\rho}+\boldsymbol{\mu}\end{cases}\tag{1}$$

为计算P点加速度，将式(1)对t进行2阶求导，得到

$$\ddot{\boldsymbol{R}}_P=\ddot{\boldsymbol{R}}_O+\dot{\omega}\boldsymbol{\rho}+\omega(\omega\boldsymbol{\rho})+\ddot{\boldsymbol{\mu}}+2\omega\dot{\boldsymbol{\mu}}\tag{2}$$

其中：ω为浮动坐标系$O'xyz$的转动角速度。

以描述浮动坐标系$O'xyz$相对惯性坐标系姿态的角坐标$\theta=(\theta_1\ \theta_2\ \theta_3)$的导数来表示浮动坐标系的角速度$\omega$

$$\omega=D\dot{\theta}\tag{3}$$

则浮动坐标系的广义坐标可以表示为

$$\boldsymbol{q}=(\boldsymbol{R}_0^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{\theta}^{\mathrm{T}})^{\mathrm{T}}\tag{4}$$

其中：$\boldsymbol{R}_0^{\mathrm{T}}=(x_0\ y_0\ z_0)^{\mathrm{T}}$为浮动坐标系$O'xyz$在惯性坐标系的位置。

如果改用欧拉参数代替绝对坐标描述浮动坐标系的姿态，则$\boldsymbol{q}$中的$\boldsymbol{\theta}$应以欧拉参数的坐标阵$\boldsymbol{\Lambda}$代替。

变形位移$\boldsymbol{\mu}$用模态分析综合法离散为有限自由度，则可表示为

$$\boldsymbol{\mu}=\boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{q}_d\tag{5}$$

其中：$\boldsymbol{\Phi}$为形函数矩阵，即模态分析法中的模态函数矩阵；$\boldsymbol{q}_d$为$\boldsymbol{n}_d$个模态坐标组成的阵列。

$$\boldsymbol{\Phi}=\begin{bmatrix}\varphi_{11}&\cdots&\varphi_{1n}\\ \vdots&&\vdots\\ \varphi_{n1}&\cdots&\varphi_{nn}\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{q}_d=(\boldsymbol{q}_{d1}\quad\boldsymbol{q}_{d2}\quad\boldsymbol{q}_{dn})^{\mathrm{T}}$$

如若不考虑柔性体内部阻尼的影响，则此时柔性体的自由振动微分方程是

$$\begin{bmatrix}m_{11}&\cdots&m_{1n}\\ \vdots&&\vdots\\ m_{n1}&\cdots&m_{nn}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\varphi_{11}&\cdots&\varphi_{1n}\\ \vdots&&\vdots\\ \varphi_{n1}&\cdots&\varphi_{nn}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\ddot{q}_{d1}\\ \vdots\\ \ddot{q}_{dn}\end{bmatrix}+$$
$$\begin{bmatrix}k_{11}&\cdots&k_{1n}\\ \vdots&&\vdots\\ k_{n1}&\cdots&k_{nn}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\varphi_{11}&\cdots&\varphi_{1n}\\ \vdots&&\vdots\\ \varphi_{n1}&\cdots&\varphi_{nn}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}q_{d1}\\ \vdots\\ q_{dn}\end{bmatrix}=0\tag{6}$$

其中：$\boldsymbol{M}$矩阵为柔性体的质量矩阵；$\boldsymbol{K}$矩阵为柔性体的刚度矩阵。

将两个矩阵转换为对角矩阵便于对微分方程解耦，即

$$\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\begin{bmatrix}m_{11}&\cdots&m_{1n}\\ \vdots&&\vdots\\ m_{n1}&\cdots&m_{nn}\end{bmatrix}\boldsymbol{\Phi}=\boldsymbol{M}_P$$
$$\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\begin{bmatrix}k_{11}&\cdots&k_{1n}\\ \vdots&&\vdots\\ k_{n1}&\cdots&k_{nn}\end{bmatrix}\boldsymbol{\Phi}=\boldsymbol{K}_P$$

其中：

$$\boldsymbol{M}_P=\begin{bmatrix}M_{P1}&\cdots&0\\ \vdots&&\vdots\\ 0&\cdots&M_{Pn}\end{bmatrix};\boldsymbol{K}_P=\begin{bmatrix}K_{P1}&\cdots&0\\ \vdots&&\vdots\\ 0&\cdots&K_{Pn}\end{bmatrix}。$$

式(6)变为

$$\boldsymbol{M}_P\boldsymbol{q}_d+\boldsymbol{K}_P\boldsymbol{q}_d=0\tag{7}$$

此时质量矩阵和刚度矩阵都是正定矩阵，正定系统只可能出现形如$q=\phi a\sin(\omega t+\varphi)$的同步运动，即将$q=\phi a\sin(\omega t+\varphi)$代入式(7)中，得下列齐次方程组

$$(\boldsymbol{K}-\omega^2\boldsymbol{M})\boldsymbol{\phi}=0\tag{8}$$

式(8)有非零解$\boldsymbol{\phi}$的充分必要条件是系数行列式为0，即

$$|\boldsymbol{K}-\omega^2\boldsymbol{M}|=0\tag{9}$$

由式(9)可求解方程对应的n个特征值$\omega_1,\omega_2,\cdots,\omega_n$，从而可求解$\varphi_1,\varphi_2,\cdots,\varphi_n$，得到

$$\boldsymbol{\phi}=\begin{bmatrix}\varphi_1&\varphi_2&\cdots&\varphi_n\end{bmatrix}$$

即得到振动微分方程，该过程将求解空间耦合向量$\boldsymbol{\mu}$转化为了求解模态向量矩阵$\boldsymbol{\phi}$，进而求解系统固有频率得到计算结果。

轴桥的固有频率在第3阶达到了152.53 Hz，传统车辆的振动频率主要集中在低频，显然高频在本研究中并无研究必要。通过有限元法求得其前20阶自由模态，一般截断模态取分析模态的2倍，以保证求解精度，因此笔者取其前10阶模态进行研究，其振动频率见表1。由表可知，此柔性轴桥的振动

形式主要体现为垂向弯曲和扭转,因此后续重点分析其出现的振动响应结果。部分自由模态振型如图2所示。

表1　柔性轴桥前10阶自由模态

Tab.1　The first 10 free modes of the flexible axle

阶数	f/Hz	振型
1	78.09	垂向弯曲
2	99.62	2阶垂向弯曲
3	152.53	垂向扭转
4	209.34	两端垂向扭转
5	288.44	纵向同侧旁弯
6	310.67	3阶垂向弯曲
7	398.43	侧弯
8	403.25	垂向弯扭
9	407.80	纵向异侧旁弯
10	511.27	2阶垂向弯扭

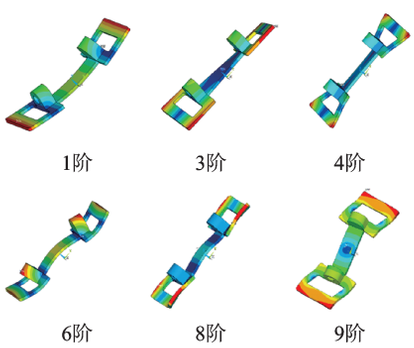


图2　部分自由模态振型

Fig.2　Partial free vibration modes

1.2　刚柔耦合动力学建模

独立旋转车轮低地板车辆的转向架结构主要包括轮对、轴桥、构架以及一、二系悬挂装置,笔者主要研究簧下质量轴桥的柔性特性,轴桥材料为某种合金钢,其弹性模量为210 GPa,泊松比为0.3,密度为7 900 kg/m^3[4-6]。在HYPERMESH中实现柔性体的离散,在ANSYS中求解模态,进一步在UM动力学软件中搭建了100%低地板车整车刚柔耦合动力学模型。图3为UM动力学软件中的100%低地板车整车动力学模型,图4为转向架刚柔耦合动力学模型的建模过程。

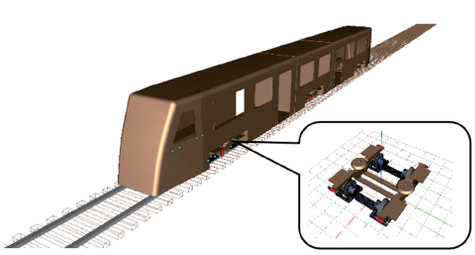


图3　整车动力学模型

Fig.3　Vehicle dynamics model

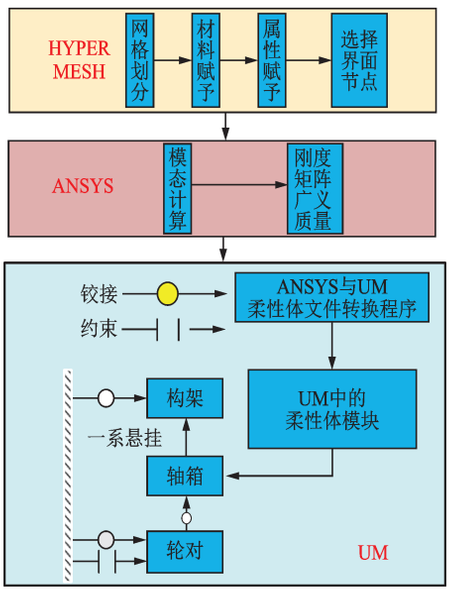


图4　转向架刚柔耦合模型建模过程

Fig.4　Rigid-flexible coupling model modeling process of bogie

2　刚柔耦合模型动力学对比分析

2.1　轴桥的振动响应对比分析

车辆在运行过程中会受到轨道随机不平顺的激扰,该激扰由轨道层级传递到车体引起整车振动,根据城市有轨电车的运行情况,以美国Ⅴ级谱作为轨道随机不平顺激扰,车轮踏面为某种特殊车轮踏面。在速度为70 km/h的工况下对振动响应明显的一系弹簧座处进行观察研究,并进行轴桥柔性模型和刚性模型的振动响应特征对比分析[7-8]。

图5分别为轴桥刚性模型和轴桥柔性模型一系弹簧座处的横向振动和垂向振动加速度时域响应分析图。由图可知:横向振动加速度除个别刚性冲击外,柔性体整体的振动响应要低于刚性体,并且振动规律也完全不同;而在垂向加速度振动响应的比较中,两者无论从振动规律还是振动加速度幅值大小都几乎相同。

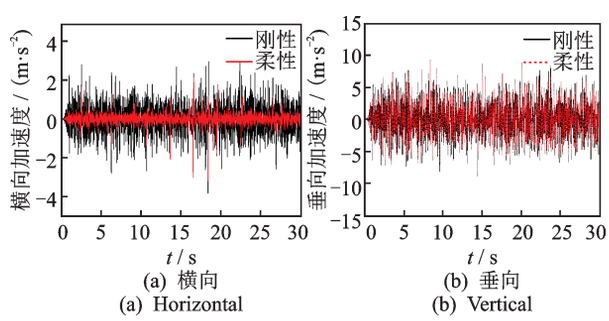


图5　加速度对轨道不平顺的时域响应

Fig.5　Time domain response of acceleration to track irregularities

图 6 分别为轴桥刚性模型和轴桥柔性模型在弹簧座处的横向振动和垂向振动加速度频域响应分析图。由图可知：刚性模型横向加速度的振动能量主要集中在 5～28 Hz，而刚柔耦合模型则是集中在 1～30 Hz，且幅值相较于刚性模型振动低 15% 左右；而垂向振动的频域分析中，除刚柔耦合模型能量幅值在 2～10 Hz 略小于刚性模型外，两模型的整体振动响应规律和能量分布大致相同。由计算结果发现轴桥的垂向弹性特性并未表现出来，推测在此工况下轴桥的垂向弹性特性并未被激发。

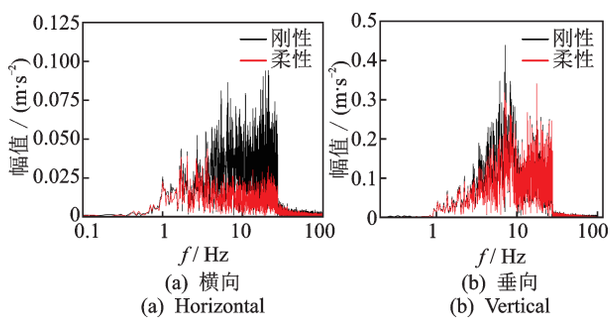


图 6 加速度对轨道不平顺的频域响应

Fig.6 The frequency domain response of acceleration to track irregularities

2.2 整车安全性对比分析

笔者研究的轴桥作为簧下质量，会直接对轮轨关系造成影响，当车辆通过轨道线路不平顺时，会产生较大的轮轨动作用力，此作用力会影响列车安全性、平稳性和稳定性等，因此需要在考虑此轴桥结构本身的弹性特性下，基于整车动力学模型对安全性进行分析。

设置车辆通过线路的圆曲线长度为 150 m，缓和曲线长度为 100 m，曲线半径为 300 m，曲线超高为 0 mm，笔者此处未设超高旨在极限情况下考虑车辆的曲线通过性，至于不同工况下的曲线通过性分析会在后续研究中展开[9-10]。以美国 V 级谱为轨道随机不平顺激扰，分别让刚性模型和刚柔耦合模型以不同的车速通过曲线，计算轮轴横向力、轮轨垂向力、脱轨系数和轮重减载率，并进行对比分析。

图 7 为安全性计算结果。由计算结果可知：刚柔耦合模型的轮轴横向力、脱轨系数指标都高于刚性模型，尤其脱轨系数平均升高 20% 左右，这可能是因为轴桥的横向弹性特性被激发造成轮轨作用剧烈，而导致动力学性能下降；轮轨垂向力、轮重减载率系数则是降低的，这可能是因为轴桥的垂向弹性特性并未被激发，但在刚柔耦合动力学模型中考虑了轴桥的柔性，其自身的弹性适当的缓冲了垂向振动，从而使车辆的动力学性能在垂向上表现出更好的结果。在动力学分析计算时应适当考虑结构本身弹性特性，当其自身弹性对车辆动力学影响较大时，应将结构考虑为柔性体进行刚柔耦合动力学建模。

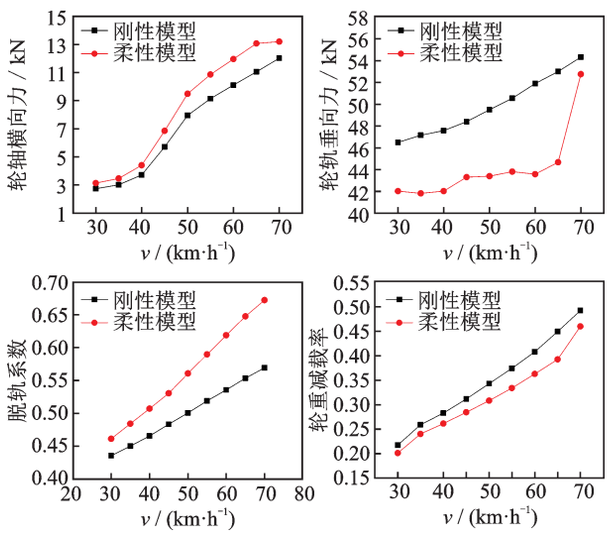


图 7 安全性计算结果

Fig.7 The results of security calculation

3 轴桥柔性体的弹性特性分析

通过分析对比柔性轴桥和刚性轴桥时域和频域的振动响应，发现在将轴桥考虑成柔性体时，横向弹性特性被激发，在垂向振动响应中，柔性体和刚性体并未表现出明显区别，怀疑是结构的固有振动频率太高，无法被现有的激励所激发[11-12]。为找出其可被激发的振动频率，通过研究发现适当调整轴桥的厚度可激发其振动模态。阶梯降低轴桥厚度分别建立刚柔耦合动力学模型并进行计算，厚度分别设为 50，40，30，20，15 和 10 mm。轴桥不同厚度下各阶约束模态频率如表 2 所示。

由轴桥的振动模态分析可知，轴桥主要振动模态更多的表现为垂向弯曲和扭转，而在 2.1 节中的振动响应分析中发现轴桥的横向振动特性已经被激发且对比明显，但垂向振动完全未表现出来，因此本节只研究垂向振动。考虑是轴桥结构原因，将不同厚度下柔性体与原厚度柔性体一系弹簧座处的振动响应进行分析对比，并将计算结果进行傅里叶变换，得到频域的振动响应进行分析。设置 2.2 节中的计算条件，进行仿真计算。

图 8 和图 9 分别为柔性轴桥的厚度为 40 和 30 mm 时的垂向振动时域和频域分析图。从图中对比分析可知，将轴桥厚度降低至 40 和 30 mm 时与原厚

表 2　各厚度轴桥约束模态频率

Tab.2　**Constrained modal frequencies for axle-bridge of various thickness**　Hz

阶数	轴桥厚度/mm					
	50	40	30	20	15	10
1	43.4	35.5	25.3	15.4	10.6	6.1
2	70.0	56.0	39.3	23.3	15.8	9.0
3	101.4	83.9	61.1	37.2	25.9	15.1
4	183.7	176.5	166.3	134.4	101.4	67.8
5	301.5	257.6	197.8	151.4	138.5	95.1
6	304.1	281.6	252.1	151.5	140.8	96.7
7	312.7	282.5	262.6	183.4	143.3	111.4
8	438.2	352.7	271.4	187.2	169.6	115.6
9	441.1	354.7	281.3	220.1	181.3	125.9
10	462.8	402.6	318.6	223.2	195.8	132.9

度相比，其时域振动响应与原厚度相比并无明显差异，振动加速度大小几乎一致，振动规律基本相似；在频域振动响应中，其振动能量都集中在1～20 Hz，幅值大小基本一致，振动规律接近一致，表明轴桥的弹性特性仍未被激发。

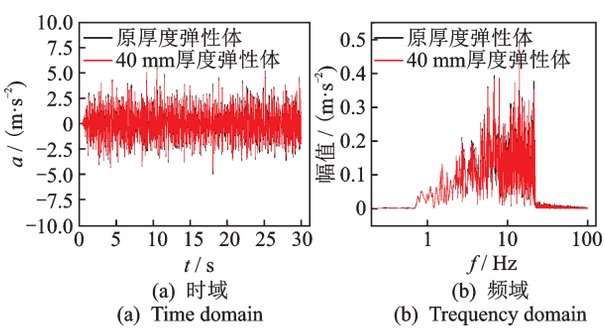


图 8　40 mm厚度柔性体时域和频域的垂向加速度响应

Fig.8　Vertical acceleration response of the 40 mm thick flexible body in time and frequency domains

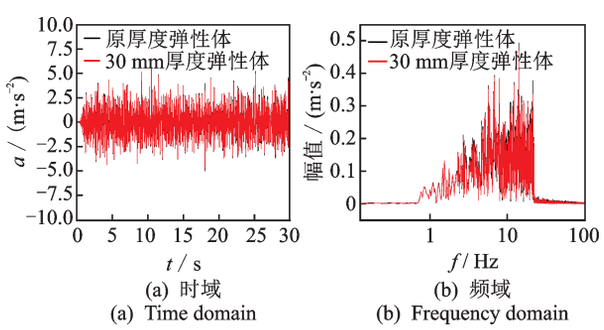


图 9　30 mm厚度柔性体时域和频域的垂向加速度响应

Fig.9　Vertical acceleration response of the 30 mm thick flexible body in time and frequency domains

图 10 为轴桥柔性体厚度为 20 mm 时其垂向振动加速度的时域和频域分析图。由图可知，当厚度降低至 20 mm 时，在时域响应分析中，轴桥一系弹簧座处的振动加速度相较于原厚度，其幅值有所降低，振动规律也表现出一定的差异；在频域响应分析中，与原厚度轴桥对比发现，此时轴桥振动能量主要集中在1～10 Hz，且两厚度模型的能量峰值也有所不同，20 mm厚度模型能量峰值集中在5 Hz左右，原厚度模型的能量峰值则集中在16 Hz附近，20 mm厚度模型在15 Hz左右其第1阶模态被激发，振动能量达到了此阶段的最大值。此现象与表2中计算结果15.4 Hz相吻合。

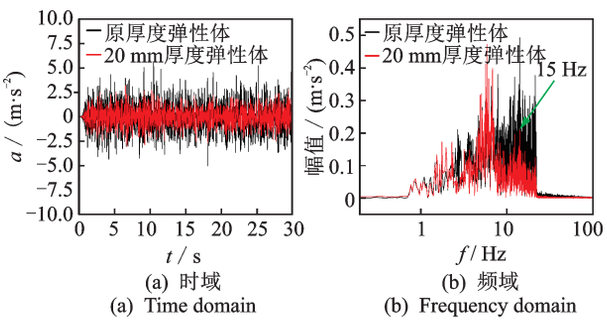


图 10　20 mm厚度柔性体时域和频域的垂向加速度响应

Fig.10　Vertical acceleration response of the 20 mm thick flexible body in time and frequency domains

图 11 和图 12 分别为厚度为 15 和 10 mm 时轴桥柔性体的时域和频域振动响应。由图可知，在时域响应分析中，15 mm厚度的轴桥振动加速度幅值相较于20 mm时有一定程度的降低，振动规律也有所不同；而在频域分析中，与表2对应的第1和第2阶模态分别在10和15 Hz左右被激发。当厚度为10 mm时，时域响应分析中的振动加速度幅值相较于15 mm明显降低，振动规律也表现出较大差异；在频域响应分析中，其前6阶模态都已被激发，且在其振动模态被激发的频率处发生能量集中。

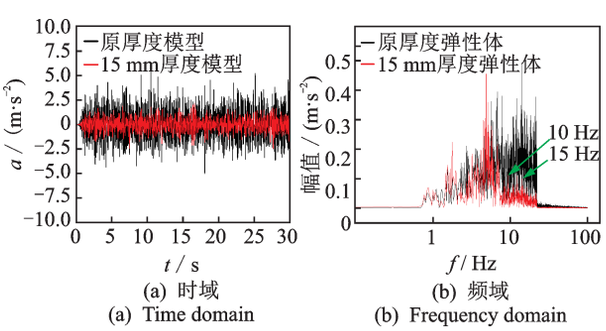
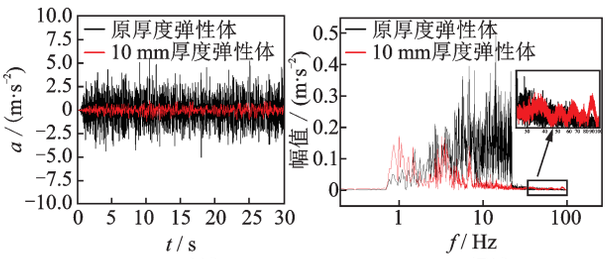


图 11　15 mm厚度柔性体时域和频域的垂向加速度响应

Fig.11　Vertical acceleration response of the 15 mm thick flexible body in time and frequency domains



(a) 时域 (b) 频域
(a) Time domain (b) Frequency domain

图 12 10 mm厚度柔性体时域和频域的垂向加速度响应

Fig.12 Vertical acceleration response of the 10 mm thick flexible body in time and frequency domains

由上述计算结果可知,轴桥在原厚度 50 mm 时其结构垂向振动弹性特性并未被激发,随着结构厚度降低,轴桥的固有频率发生改变,弹性特性逐渐被激发。当结构固有频率降至 15~25 Hz,其弹性特性开始被激发,当结构固有频率继续降低时其低阶弹性特性将完全被激发。这也解释了 2.1 中弹性体和刚性体在轨道不平顺激扰下,为何无明显差异。因此,在结构设计时,轴桥的固有频率应高于 25 Hz,避免与其他部件发生共振,加剧轮轨相互作用而导致的车辆动力学性能下降。

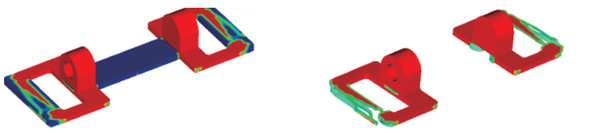
4 簧下轴桥结构轻量化优化设计

4.1 优化重建模

轴桥结构为簧下质量,而簧下质量的大小对轮轨相互作用关系有着很大的影响,因此对轴桥进行结构轻量化设计会减小轮轨相互作用,减轻轮轨磨损,降低轮轨力,提高车辆的动力学性能。通过拓扑优化的方法得到满足性能要求的结构分布的最优解。轴桥材料为某种合金钢,其弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,密度为 7 900 kg/m^3,轴桥的初始长度为 2.2 m,宽度为 0.8 m,厚度为 50 mm。

通过 HYPERWORKS 中的 Optistruct 拓扑优化模块,设置好优化条件以及约束工况后,将模型提交到 Optistruct 中进行优化求解,在 15 次迭代后得到模型的单元密度分布云图,高密度区表示此区域需要材料,低密度区表示此区域无需或需要较少材料。图 13 为拓扑优化结果。

根据密度分布,将图 14 红色部分的单元变为壳单元,中间连接桥的位置几乎不受力,但是为了其他结构的设计和连接起到轴桥过度的作用,将中间桥的单元适当减少但不完全去掉。优化后结果的网格划分如图 14 所示,其中实体网格为 20 200 个,壳单元网格为 1 992 个。优化后的质量为 530.9 kg,较优化前的质量 624 kg 减少了 15%。表 3 为模型优化前后的固有频率对比。由表可见,优化后轴桥的第 1 阶频率提高了 12.3%,第 2 阶频率提高了 2%。在轨道系统中,车辆运行时振动能量主要集中在低频,约束模态频率提高,更容易避免产生共振,减轻轮轨振动,降低磨损,提高安全性和舒适性。



(a) 密度阈值为0 (b) 密度阈值为0.3
(a) The density threshold of 0 (b) The density threshold of 0.3

图 13 拓扑优化结果

Fig.13 The results of topology optimization

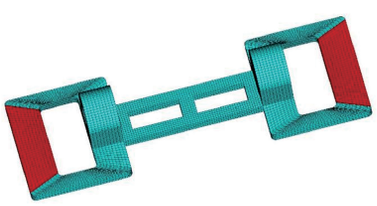


图 14 拓扑优化重建有限元模型

Fig.14 The finite element model after topology optimization

表 3 优化频率对比

Tab.3 Optimized frequency comparision

阶数	f/Hz		差异/%
	优化前模型	优化后模型	
1	45.788	51.415	12.3
2	75.756	77.238	2.0
3	108.930	108.020	−0.8

4.2 轴桥静强度分析

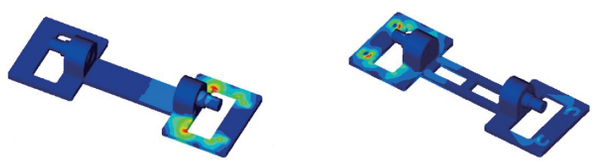
在结构优化的基础上进行轴桥极限工况的静强度分析,轴桥材料为某种合金钢,其弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,密度为 7 900 kg/m^3,屈服强度为 600 MPa,疲劳强度为 300 MPa。考虑轴桥在极限工况下的静强度,参照 EN 13749 标准中的工况加载方式将车辆的极限垂向载荷和极限横向载荷加载到轴桥上,工况组合方式为车辆通过直线、曲线和道岔[13-14]。各工况下轴桥优化前后的最大 Von Mises 应力计算结果如表 4 所示。

图 15 分别为轴桥结构优化前后应力最大的 Von Mises 应力云图。由图可知,优化前的最大应力为 247.6 MPa,优化后的最大应力为 387.5 MPa,均小于材料的屈服极限。优化前后轴桥的静强度满足设计要求。

表 4　优化前后最大 Von Mises 应力

Tab.4　Maximum stress of Von Mises before and after optimization　MPa

工况	优化前	优化后
1	198.1	387.5
2	210.7	323.9
3	210.7	323.9
4	247.6	353.7



(a) 优化前最大应力云图
(a) Maximum stress nephogram before optimization

(b) 优化后最大应力云图
(b) Maximum stress nephogram after optimization

图 15　Von Mises 应力云图

Fig.15　Von Mises stress nephogram

4.3　优化后安全性对比分析

分别以优化前后的轴桥进行刚柔耦合动力学建模，设置2.2中的工况进行安全性计算分析。

图16为优化前后轴桥刚柔耦合模型和刚性模型的安全性计算结果对比。由图可知，在60 km/h条件下，轮轴横向力优化前为11.9 kN，优化后为11.6 kN，降低了2.5%；脱轨系数优化前为0.7，优化后为0.62，降低了11.4%。轮轨横向力和脱轨系数由于簧下质量的降低，减轻了轮轨相互作用力，使车辆安全性提高。轮轨垂向力优化前为43.5 kN，优化后为46.2 kN，升高了6.2%；轮重减载率优化前为0.36，优化后为0.37，升高了2.7%。反观轮轨垂向力和轮重减载率有所升高，可能是由于在轻量化优化后，轴桥本身在垂向上表现出的弹性特性不如优化前，导致轮轨垂向力和轮重减载率升高。

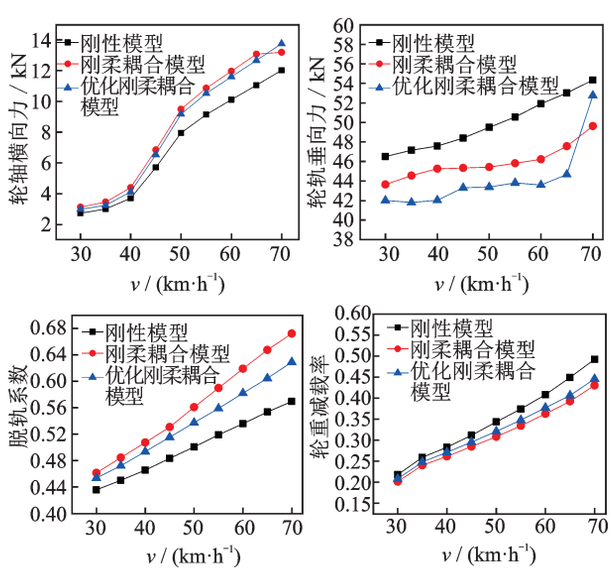


图 16　轴桥优化后安全性计算结果

Fig.16　Security calculation results of axle bridge after optimization

优化后轴桥的结构改变导致其固有频率也随之改变，而质量的减轻则从根本上减小了轮轴横向力和脱轨系数这两个重要的安全性指标使得车辆动力学性能提升，安全性提高，减少了轮轨磨损，降低检修成本。

5　结　论

1）通过模态叠加法，将柔性变形的时间与空间耦合相关性进行坐标变换，达到解耦目的，从而实现了将无限的自由度转换成可以计算的有限自由度。

2）在对比分析多刚体模型和刚柔耦合模型的整车振动响应和动力学性能时，柔性体在整车运行时横向弹性特性被激发，加剧了轮轨相互作用，导致了轮轨横向力增大，脱轨系数升高。而垂向特性未被激发，但在动力学计算时，其本身的弹性适当的缓冲了轮轨垂向力，引起轮重减载率降低。

3）在轨道不平顺激扰下研究基于整车模型的轴桥柔性特性时，与多刚体模型进行对比，发现原有柔性模型的横向弹性振动被激发而垂向弹性特性并未被激发。在轴桥结构的固有频率降至15～25 Hz时，轴桥的垂向弹性特性被激发，且在其固有模态激发时发生能量集中。

4）经过优化的轴桥模型质量减少了15%，1阶频率提高了12.3%，2阶频率提高了2%，且静强度满足设计要求。在安全性分析中，轮轴横向力降低了2.5%，脱轨系数降低了11.4%，结果显示车辆的动力学性能得到提升，达到了优化目的。

参　考　文　献

[1]　池茂儒，张卫华，曾京，等．新型独立轮对柔性耦合径向转向架[J]．机械工程学报，2008，44(3)：9-15.
CHI Maoru，ZHANG Weihua，ZENG Jing，et al. A new type of independent wheelset flexible coupled radial bogie[J]. Journal of Mechanical Engineering，2008，44(3)：9-15.(in Chinese)

[2]　杨光，任尊松．基于弹性模型的高速列车曲线通过时轮轨接触特性研究[J]．机械工程学报，2018，54(4)：

132-141.
YANG Guang, REN Zunsong. Study on wheel-rail contact characteristics of high-speed train curve passing through based on elastic model[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018,54(4):132-141.(in Chinese)

[3] 洪嘉振.计算多体系统动力学[M].北京:高等教育出版社,1999:327-338.

[4] 崔潇,姚建伟,孙丽霞.基于柔性旋转轮对的车轮多边形磨耗对轮轨力的影响分析[J].铁道建筑,2019,59(6):140-145.
CUI Xiao, YAO Jianwei, SUN Lixia. Analysis on the influence of polygonal wear of wheels on wheel-rail force based on flexible rotating wheel pairs[J]. Railway Engineering,2019,59(6):140-145.(in Chinese)

[5] 李再帏,练松良,刘晓舟.HHT在车辆-轨道系统垂向振动时频分析中的应用[J].振动、测试与诊断,2013(5):799-803.
LI Zaiwei, LIAN Songliang, LIU Xiaozhou. Application of HHT in time-frequency analysis of vertical vibration of vehicle-track system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis,2013(5):799-803.(in Chinese)

[6] 李凡松,王建斌,石怀龙,等.动车组车体异常弹性振动原因及抑制措施研究[J].机械工程学报,2019,55(12):178-188.
LI Fansong, WANG Jianbin, SHI Huailong, et al. Study on the cause of abnormal elastic vibration of emu body and its restraining measures[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019,55(12):178-188.(in Chinese)

[7] 廖爱华,黄旭,方宇.基于刚柔耦合的轨道车辆转向架构架疲劳分析[J].振动、测试与诊断,2017,37(2):392-397.
LIAO Aihua, HUANG Xu, FANG Yu. Fatigue analysis for bogie frame based on rigid-flexible coupling simulation[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017,37(2):392-397.(in Chinese)

[8] 高浩.车辆系统刚柔耦合动力学仿真方法及仿真平台研究[D].成都:西南交通大学,2013.

[9] BAEZA L, FAYOS J, RODA A, et al. High frequency railway vehicle-track dynamics through flexible rotating wheelsets[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(7):647-659.

[10] YANG S P, CHEN L Q, LI S H. Dynamics of vehicle-road coupled system[M]. Beijing: Science Press, 2015:23-51.

[11] LU Y, ZENG J, WU P, et al. Modeling of rigid-flexible coupling system dynamics for railway vehicles with flexible bogie frame [C]//2009 Fourth International Conference on Innovative Computing. Kaohsiung: Information and Control (ICICIC), 2009:1355-1360.

[12] WANG H W, LIU G, WU L Y, et al. Modeling and parameter revising method of rigid-flexible coupling dynamics model[J]. Journal of Coastal Research, 2015(73):720-724.

[13] 安琪.高速动车组转向架柔性构架动态特性研究[D].成都:西南交通大学,2013.

[14] 成金娜,周劲松,王超冉.跨坐式单轨弹性车体和转向架耦合振动分析[J].机械设计与制造工程,2018,47(9):27-30.
CHENG Jinna, ZHOU Jinsong, WANG Chaoran. Coupling vibration analysis of straddle monorail elastic body and bogie[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering,2018,47(9):27-30.(in Chinese)



第一作者简介:戚壮,男,1988年2月生,博士、副教授。主要研究方向为高速列车动力学、城轨车辆动力学及刚柔耦合动力学。曾发表《高速动车组空气弹簧垂向动态特性研究》(《机械工程学报》2015年第51卷第10期)等论文。
E-mail:qizhuang@stdu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.011

矩形舵面应变模态测试中的传感器优化布置

吴向余[1,2]， 贺旭东[1]， 屈冲霄[3]， 陈怀海[1]
（1.南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京，210016）
（2.江苏金风软件技术有限公司 无锡，214028） （3.中国飞行试验研究院 西安，710089）

摘要 针对矩形舵面结构应变模态测试中信噪比低、模态阶次遗漏等问题，研究了应变传感器的优化布置方法。首先，建立应变传感器布置的动力学模型；其次，基于应变振型，研究了有效独立法（effective independence，简称EI）、MinMAC法（minimize modal assurance criteria，简称MinMAC）和奇异值分解法（singular value decomposition，简称SVD）的应用；最后，利用振动台对矩形舵面模型进行了实验验证。结果表明：测点优化前，应变响应信号缺少第2阶模态信息，应变振型向量正交性差；测点优化后，根据应变响应信号能够准确识别第2阶固有频率和阻尼比，振型向量的正交性得到改善。该优化后结果验证了传感器优化布置的必要性和有效性。

关键词 传感器优化布置；矩形舵面；应变测试；模态识别；模态指示函数曲线
中图分类号 O32

引 言

矩形舵面结构在航空航天工程中应用广泛，常见于新型飞行器的翼面、空气舵等典型部件。这类结构自身重量较轻，进行模态测试时易受周围环境干扰。应变片与传统的加速度传感器相比，重量轻，体积小，对结构的质量影响较小，可以避免加速度传感器附加质量的干扰，因此更适用于薄板类型的舵面结构模态测试场合。近年来，基于结构应变信号的模态测试受到广泛关注，并获得了实际应用，在模态参数识别[1]、光纤光栅测量[2]和结构损伤探测[3]等方面取得良好效果。由于结构表面的应变信号通常较弱，在测试时，受到测量噪声的影响，结构的应变响应信号信噪比相对较差，影响模态测试结果，甚至出现模态阶次遗漏现象，所以在应变模态测试中，有必要对传感器做优化布置。

传感器优化布置对于模态测试中的信号采集有着至关重要的影响。常规传感器位置优化的方法有：模态动能法（modal kinetic energy，简称MKE）[4]，EI法[5-7]、MinMAC法[8-9]和SVD法[10-11]等。上述方法中，MKE法根据测点处结构动能最大化进行优化，不能直接应用于应变测试场合。

首先，将矩形舵面简化成薄板模型，建立应变传感器布置的动力学模型，得到位移振型与应变振型之间的转换关系；其次，研究了EI法、MinMAC法和SVD法，基于薄板应变振型设计3种传感器优化布置方案，并综合边界条件从中选择合适的测点，作为最终测点位置；最后，在舵面模型的验证实验中，对比优化前后应变响应信号的模态指示函数（modal indicator function，简称MIF）曲线[12]，以及结构的固有频率、阻尼比和振型向量识别结果，验证了传感器优化布置的必要性和有效性。

1 应变传感器布置的动力学模型

应变传感器优化布置的前提是建立结构应变响应的动力学模型，获取应变振型。在全局坐标下，有限元模型的位移响应应满足如下的振动微分方程

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{u}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{u}=0 \tag{1}$$

其中：$\boldsymbol{u}$为总体位移响应向量；$\boldsymbol{M}$，$\boldsymbol{K}$分别为系统总体质量矩阵和总体刚度矩阵。

对式(1)求解广义特征值问题可获得系统的固有频率和位移振型矩阵$\boldsymbol{\Phi}$。

记系统总体应变响应为ε，对应的应变振型矩阵为$\boldsymbol{\Phi}_\varepsilon$，则根据应变模态理论可知应变振型矩阵与位移振型矩阵之间有如下转换关系[13]

$$\boldsymbol{\Phi}_\varepsilon=\boldsymbol{B}\boldsymbol{\Phi} \tag{2}$$

其中：$\boldsymbol{B}$为总体应变转换矩阵，通过单元应变矩阵$\boldsymbol{B}^e$组装形成。

为简化问题，笔者采用四结点矩形板单元建立薄板有限元模型，见图1，单元的位移向量可表示为

收稿日期：2020-11-10；修回日期：2021-03-11

$$\boldsymbol{u}^e=[\boldsymbol{u}_1^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{u}_2^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{u}_3^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{u}_4^{\mathrm{T}}]^{\mathrm{T}}\tag{3}$$

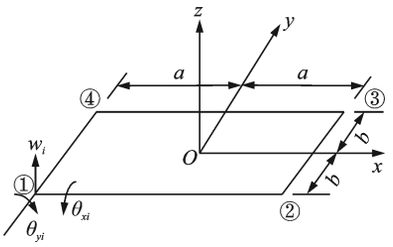


图 1　四结点矩形单元示意图

Fig.1　Four node rectangular element

其中：$\boldsymbol{u}_i=[w_i\quad\theta_{xi}\quad\theta_{yi}]^{\mathrm{T}}$ 为结点的挠度和转角位移；下标 $i=1,2,3,4$ 为结点编号。

$$\boldsymbol{B}_j=\frac{z}{4ab}\begin{bmatrix}(3b/a)\xi_i\xi_j(1+\eta_i\eta_j) & 0 & b\xi_j(1+3\xi_i\xi_j)(1+\eta_i\eta_j)\\ (3a/b)\eta_i\eta_j(1+\xi_i\xi_j) & -a\eta_j(1+\xi_i\xi_j)(1+3\eta_i\eta_j) & 0\\ \xi_j\eta_j(3\xi_i^{\,2}+3\eta_i^{\,2}-4) & -b\xi_j(3\eta_i^{\,2}+2\eta_i\eta_j-1) & a\eta_j(3\xi_i^{\,2}+2\xi_i\xi_j-1)\end{bmatrix}\tag{6}$$

其中：$\xi_i,\eta_i,\xi_j,\eta_j$ 为各结点在局部坐标系 $\xi=x/a$，$\eta=y/b$ 下的坐标值。

记板单元的应变向量为 $\boldsymbol{\varepsilon}^e=[\boldsymbol{\varepsilon}_1^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{\varepsilon}_2^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{\varepsilon}_3^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{\varepsilon}_4^{\mathrm{T}}]^{\mathrm{T}}$，由式(4)可得单元应变向量 $\boldsymbol{\varepsilon}^e$ 与单元位移向量 $\boldsymbol{u}^e$ 之间的关系为

$$\boldsymbol{\varepsilon}^e=\boldsymbol{B}^e\boldsymbol{u}^e\tag{7}$$

其中：$\boldsymbol{B}^e$ 为单元应变矩阵。

$\boldsymbol{B}^e$ 由各结点单元应变矩阵组合而成，即

$$\boldsymbol{B}^e=[\boldsymbol{B}_1^{e\,\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{B}_2^{e\,\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{B}_3^{e\,\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{B}_4^{e\,\mathrm{T}}]^{\mathrm{T}}\tag{8}$$

式(7)建立了矩形板单元结点应变响应与位移响应之间的转换关系。这个关系与单元结点力向量和位移向量之间的关系具有相同的表达形式，因此可通过类似于总体刚度矩阵组装的过程，对单元应变矩阵 $\boldsymbol{B}^e$ 进行组装得到总体应变转换矩阵 $\boldsymbol{B}$，然后根据式(2)从位移振型矩阵 $\boldsymbol{\Phi}$ 即可得到应变振型矩阵 $\boldsymbol{\Phi}_\varepsilon$。

2　应变测试的传感器布置方法

传感器优化布置的目的是：①提高测试信号的信噪比；②选择能够使模态振型保持最大独立性的自由度作为最优测点位置[15]。

传感器数量一般由模态实验要求确定。理论上传感器数量最少应等于结构待识别的模态数，但考虑到信噪比、模态识别精度及可视化等要求，实际使用的传感器一般多于待识别模态数。但是过多的传感器采集的信息也会被噪声淹没，所以传感器数量并不是越多越好[16]。

笔者假设已经获得薄板结构的正应变振型矩阵 $\boldsymbol{\Phi}_\varepsilon$，以此为基础，对 EI 法、MinMAC 法和 SVD 法的实施过程进行讨论分析，为薄板结构的应变模态测试实现传感器优化布置。

在薄板弯曲问题中只需考虑 $\varepsilon_x,\varepsilon_y,\gamma_{xy}$ 这 3 个应变分量，记结点应变向量为 $\boldsymbol{\varepsilon}_i=[\varepsilon_{xi}\quad\varepsilon_{yi}\quad\gamma_{xyi}]^{\mathrm{T}}$，根据板单元的几何方程和单元形函数方程，可得

$$\boldsymbol{\varepsilon}_i=\boldsymbol{B}_i^{\,e}\boldsymbol{u}^e\tag{4}$$

其中：$\boldsymbol{B}_i^{\,e}$ 为第 i 个结点的单元应变矩阵。

$\boldsymbol{B}_i^{\,e}$ 由板单元 4 个结点的应变矩阵块组合而成

$$\boldsymbol{B}_i^{\,e}=[\boldsymbol{B}_1\quad\boldsymbol{B}_2\quad\boldsymbol{B}_3\quad\boldsymbol{B}_4]\tag{5}$$

其中：$\boldsymbol{B}_j(j=1,2,3,4)$ 为对应于板单元第 j 个结点的应变矩阵块，与单元的几何尺寸有关。

对于如图 1 所示单元，其厚度为 z，长度和宽度分别为 $2a$ 和 $2b$，则 $\boldsymbol{B}_i^{\,e}$ 中第 j 个应变矩阵块[14]可表示为

2.1　有效独立法

EI 法从所有可能测点出发，利用模态矩阵形成信息阵，根据各位置测点对模态振型独立性的作用大小为序，逐个去掉对信息矩阵秩的作用最小的待选位置，从而使模态振型线性无关性增强。

EI 法计算过程为：

1) 按应变测试方向，选择全部正应变自由度为初始测点，根据应变振型矩阵 $\boldsymbol{\Phi}_\varepsilon$ 和初始测点建立模态矩阵 $\boldsymbol{\Phi}_s$；

2) 由式(9)计算有效独立系数

$$\boldsymbol{E}_D=\mathrm{diag}\left(\boldsymbol{\Phi}_s[\boldsymbol{\Phi}_s^{\,\mathrm{T}}\boldsymbol{\Phi}_s]^{-1}\boldsymbol{\Phi}_s^{\,\mathrm{T}}\right)\tag{9}$$

3) 根据 $\boldsymbol{E}_D$ 中最小的元素所对应的位置删除模态矩阵 $\boldsymbol{\Phi}_s$ 中的行，即去掉对模态振型独立性作用最小的测点位置，并更新模态矩阵 $\boldsymbol{\Phi}_s$；

4) 返回步骤 2，直至剩余测点数目与传感器数量相同，便是最优的传感器测试位置。

2.2　MinMAC 法

模态保证准则矩阵(modal assurance criteria，简称 MAC)可用来表征振型间的相关性，其计算公式为

$$\mathrm{MAC}_{ij}=\boldsymbol{\varphi}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\varphi}_j\Big/\sqrt{(\boldsymbol{\varphi}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\varphi}_i)(\boldsymbol{\varphi}_j^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\varphi}_j)}\tag{10}$$

其中：MAC_{ij} 是 MAC 矩阵的第 (i,j) 个元素；$\boldsymbol{\varphi}_i,\boldsymbol{\varphi}_j$ 分别为第 i,j 阶振型向量。

MAC 矩阵非对角元的值越小，表征各振型间相关性越小，即相关模态的可分辨程度越高。MinMAC 法采取逐渐减小 MAC 矩阵非对角元的方式，从传感器待选测点中获得最优位置。

MinMAC 法具体过程如下：

1）结合结构特征与经验选择初始测点（初始测点数小于所需传感器数），由应变振型矩阵和初始测点建立模态矩阵 $\boldsymbol{\Phi}_s$；

2）遍历所有剩下的可选测点，新增 1 个测点并更新 $\boldsymbol{\Phi}_s$，按式（10）计算模态保证准则矩阵，选择非对角元最大值最小的测点作为新增测点；

3）返回步骤 2，直至新增的测点数等于传感器数。

MinMAC 法每一次增加的新测点位置都可以使得最新的 MAC 矩阵的非对角元最大值最小，尽可能满足各阶模态振型的独立性。

2.3　奇异值分解法

与 EI 法类似，SVD 法计算的对象也是 Fisher 信息阵。该方法通过分解信息阵，选择使最小奇异值最大化的测点作为传感器位置。该方法也是逐次增加新的测点，具体过程为：

1）选择第 1 阶模态中绝对值最大的点作为初选测点，根据振型矩阵和初始测点建立模态矩阵 $\boldsymbol{\Phi}_s$，并记 Fisher 信息阵为 $\boldsymbol{Q}=\boldsymbol{\Phi}_s^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Phi}_s$；

2）遍历所有剩余可选测点，每次新增 1 个测点并更新 $\boldsymbol{Q}$，然后对 $\boldsymbol{Q}$ 进行奇异值分解，选择最小奇异值最大的测点作为新增的传感器位置；

3）返回步骤 2，每次都留下一个最小奇异值较大的测点位置，直至达到传感器数目为止。

2.4　3 种方法的比较与分析

由于上述 3 种方法所使用的计算原理都不一样，最终给出的测点布置方案也都不尽相同。

EI 法和 SVD 法计算对象都是由模态矩阵形成的信息阵，得到对模态信息贡献最优的测点，这两种方法得到的测点具有较好的信噪比，但 EI 法还使感兴趣的模态向量尽可能保持线性无关。MinMAC 法主要从振型的线性无关性出发，得到的测点在信噪比方面不如另外 2 个方法。

综上所述，在实际应用中建议优先选择 EI 法确定的测点，这也是目前传感器优化布置中使用最广泛的一种方法，然后依次选择 MinMAC 法和 SVD 法测点。此外，还应考虑振型的可视化要求，避免测点集中现象。

3　矩阵舵面模型验证

笔者利用振动台对矩形舵面模型试件进行基础白噪声激励，在结构上布置若干应变测点，采用随机子空间方法对应变响应信号进行工作模态分析，通过对比实际工况下舵面结构的模态频率、阻尼比和振型向量 MAC 的测试结果，验证传感器优化布置方法在应变模态测试中的必要性和有效性。

图 2 为铝合金材质的舵面模型实验照片，舵面下端用夹具安装于振动台台面，板长为 0.19 m，宽为 0.15 m，厚为 4 mm，信号采集设备为 M＋P 系统，分析频率为 800 Hz，谱线数为 800，频率分辨率为 1 Hz。应变片根据测点布置粘贴于模型悬臂薄板的表面，为了对比模态参数识别精度，在板的另一面布置 1 个加速度传感器，用于常规加速度信号的模态参数识别。

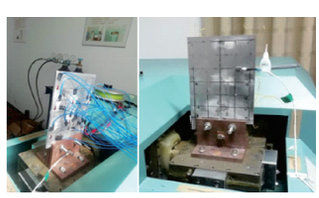


图 2　矩形舵面模型验证实验照片

Fig.2　Photo of rectangular rudder surface model verification experiment

首先用矩形板单元建立如图 3 所示有限元模型，单元长和宽均为 10 mm。通过有限元分析可知该结构在 800 Hz 频带内具有 3 阶模态，然后通过应变转换矩阵，得到正应变的振型矩阵。不失一般性，本例中选择 y 向应变振型对传感器进行优化布置。

图 3 为优化前传感器布置示意图，其中：六边形为加速度传感器测点位置；正方形为应变传感器测点位置，各测点间距均匀布置。图 4 为测点优化前应变 MIF 曲线，MIF 的实质是实测应变响应谱矩阵的最大奇异值[12]。MIF 曲线反映了结构的第 1 阶和第 3 阶应变模态，但第 2 阶模态的信息不明显，模态参数识别时将会出现模态阶次遗漏的问题，说明有必要对原有测点布置进行优化。

根据前文所述的 EI 法、MinMAC 法和 SVD 法计算步骤，编制程序对应变测点进行优化计算，得到如图 5 所示的 3 种测点优化布置方案和最终测点。由图可知，3 种方法由于计算原理不同，所得到的测点位置也不尽相同。EI 法综合了振型的线性无关性和测试信噪比要求，该方法所得的测点位置分布相对比较分散；MinMAC 法主要考虑振型的线性无关性，测点分布有一定程度的集中现象；SVD 法主

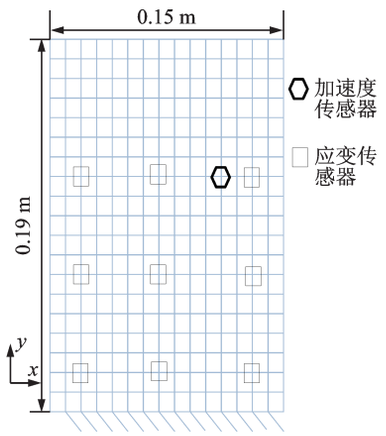


图3 优化前传感器布置示意图

Fig.3 Sensor layout before optimization

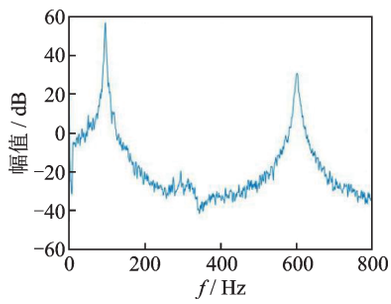


图4 测点优化前应变MIF曲线

Fig.4 Strain MIF curve before optimization of measuring points

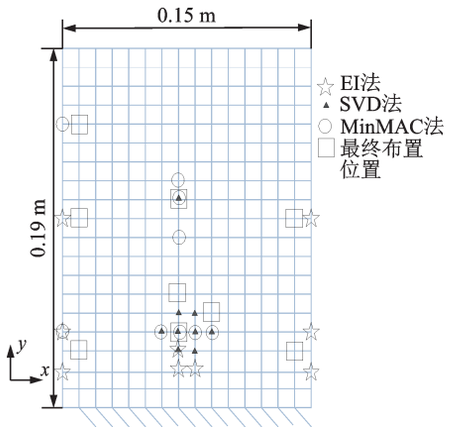


图5 3种测点优化布置方案和最终测点

Fig.5 Three optimal layout schemes and final measuring points

要考虑应变信号的信噪比，所得测点位置主要分布在悬臂薄板的根部，测点集中现象较为严重。

在上述3种计算结果的基础上，优先选择EI法的测点，同时兼顾其他两种方法的结果，以满足振型线性无关性、测试信噪比和振型可视化等要求。还要注意到某些测点位于薄板的边缘处，不利于应变片的安装粘贴，对于这种情况可以选择板内邻近位置作为实际测点。图5中正方形所标示的位置即为最终经过优化后的实际应变测点。

图6为优化后应变响应的MIF曲线，与未优化的测点方案相比，第2阶的应变模态信息更为明显，说明了对传感器测点进行优化布置，有助于提高模态信息的识别能力。

用工作模态分析中的随机子空间法对实测信号进行模态参数辨识。表1为根据实测加速度信号、测点优化前后应变信号得到的结构前3阶模态频率

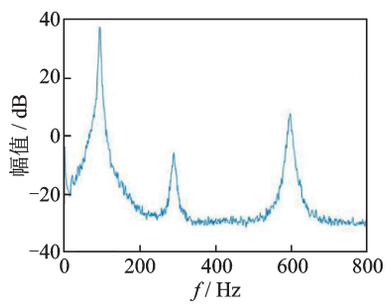


图6 测点优化后应变响应的MIF曲线

Fig.6 Strain MIF curve after optimization of measuring points

和阻尼比，经过对比表明，测点优化后的应变信号能有效识别结构模态参数，解决模态识别阶次遗漏的问题，识别精度与常规加速度信号的工作模态分析结果保持一致。图7为实测 y 向应变振型的MAC图。由图可知，经过测点优化布置后，各阶实测应变振型向量的正交性有明显改善。

表1 悬臂薄板模态频率和模态阻尼比识别结果

Tab.1 Identification results of modal frequency and damping ratio of cantilever thin plate

阶次	加速度传感器测量信号		应变信号(优化前)		应变信号(优化后)	
	f/Hz	阻尼比/%	f/Hz	阻尼比/%	f/Hz	阻尼比/%
1	95	1.11	95	1.28	94	1.17
2	293	0.90	—	—	292	0.90
3	597	1.27	601	0.63	597	0.99

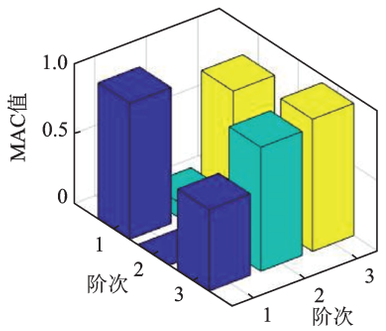
4 结 论

1) 结构的应变振型是进行传感器优化布置的动力学基础，在实际应用中只需导出正应变的振型分量。

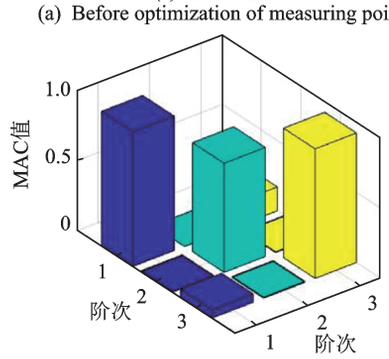
2) 针对应变模态测试，研究了EI法、MinMAC法和SVD法3种传感器优化布置方法，实际应用时建议优选EI法测点，并根据实际情况确定最终的测点布置，满足信噪比、振型向量独立性和可视化等要求。

3) 在矩形舵面模型的应变模态实验中，对比传感器优化布置前后工作模态分析结果，表明测点优化后的应变信号能有效识别结构模态参数，防止模态识别阶次遗漏的问题，改善模态参数识别精度，验证了传感器优化布置的必要性和有效性。

4) 本研究成果可为舵面的颤振试飞、利用飞行



(a) 测点优化前
(a) Before optimization of measuring points



(b) 测点优化后
(b) After optimization of measuring points

图 7　测点优化前后实测 y 向应变振型 MAC 图

Fig.7　MAC diagram of measured y-direction strain mode before and after optimization points

数据进行工作模态识别等后续工作提供实验测点布置方案，具有重要的工程应用价值。

参　考　文　献

[1] 周玓，刘莉，周思达，等．基于应变模态参数的结构瞬态载荷识别方法研究[J]．振动与冲击，2019，38(6)：199-205.
ZHOU Yu，LIU Li，ZHOU Sida，et al. Transient load identification of structural dynamic systems based on strain modal parameters[J]. Journal of Vibration and Shock，2019，38(6)：199-205.（in Chinese）

[2] 朱超杰，魏鹏，李成贵．基于光纤光栅的结构应变模态测试及参数识别[J]．半导体光电，2019，40(1)：123-128.
ZHU Chaojie，WEI Peng，LI Chenggui. Strain modal test and parameter identification of fiber grating structure[J]. Semiconductor Optoelectronics，2019，40(1)：123-128.（in Chinese）

[3] 张晓东，梁青槐．基于应变模态的轨道板裂缝与脱空识别方法研究[J]．振动与冲击，2020，39(4)：179-184.
ZHANG Xiaodong，LIANG Qinghuai. A study on crack and motor-void identification of ballastless track slab using strain modal[J]. Journal of Vibration and Shock，2020，39(4)：179-184.（in Chinese）

[4] PAPADOPOULOS M，GARCIA E. Sensor placement methodologies for dynamic testing[J]. AIAA Journal，1998，36(2)：256-263.

[5] CHEN W，ZHAO W G，YANG H Z，et al. Damage detection based on optimized incomplete mode shape and frequency[J]. Acta Mechanica Solida Sinica，2015(1)：74-82.

[6] 詹杰子，余岭．传感器优化布置的有效独立-改进模态应变能方法[J]．振动与冲击，2017，36(1)：82-87.
ZHAN Jiezi，YU Ling. An effective independent improved modal strain energy method for optimal sensor placement[J]. Journal of Vibration and Shock，2017，36(1)：82-87.（in Chinese）

[7] LI D S，JIANG Y G，LI H N. New sensor placement method based on remodeling innovation[J]. AIAA Journal，2020，58(4)：1763-1771.

[8] CARNE T G，DOHRMANN C R．A modal test design strategy for model correlation[C]//13th International Modal Analysis Conference. Nashville，TN：The International Society for Optical Engineering，1995.

[9] LI D S，FRITZEN C P，LI H N. Extended MinMAC algorithm and comparison of sensor placement methods[C]//IMAC Conference on Structural Dynamics 26th. Orlando，Fl，USA：[s.n.]，2008.

[10] LIU G S，SASCHA E，DIRK T，et al. A new approach to the analysis of network observability in medium and low voltage electrical grids[J]. Smart Grid Inspired Future Technologies，2017，203：122-131.

[11] LIU Y，ZHANG W Z，MENG X Y. SVD approach for actuator and sensor placement in active vibration control of large cable net structures[J]. Journal of Beijing Institute of Technology，2019，28(4)：675-686.

[12] WANG T，CELIK O，CATBAS F N，et al. A frequency and spatial domain decomposition method for operational strain modal analysis and its application[J]. Engineering Structures，2016，114(1)：104-112.

[13] 李德葆，陆秋海．实验模态分析及其应用[M]．北京：科学出版社，2001：216-225.

[14] 王元汉．有限元法基础与程序设计[M]．广州：华南理工大学出版社，2001：135-141.

[15] 傅志方，华宏星．模态分析理论与应用[M]．上海：上海交通大学出版社，2000：75-80.

[16] 杨辰．结构健康监测的传感器优化布置研究进展与展望[J]．振动与冲击，2020，39(17)：82-93.
YANG Chen. Advances and prospects for optimal sensor placement of structural health monitoring[J]. Journal of Vibration and Shock，2020，39(17)：82-93.（in Chinese）



第一作者简介：吴向余，女，1997 年 9 月生，硕士生。主要研究方向为结构振动控制。

E-mail：2629066883@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.012

依据主成分和协整性的大坝变形奇异诊断*

杨　光[1,2]，　李姝昱[3]，　孙　锦[4]
（1.华北水利水电大学水利学院　郑州，450046）
（2.河海大学水文水资源与水利工程科学国家重点实验室　南京，210098）
（3.黄河水利科学研究院　郑州，450003）
（4.华北水利水电大学测绘与地理信息学院　郑州，450046）

摘要　针对常规方法对大坝变形原位监测数据中奇异成分的诊断效率较低问题，综合应用主成分分析（principal component analysis，简称PCA）和协整分析（co-integration analysis，简称CA），提出一种新方法。首先，基于PCA，构建平方预测误差（squared prediction error，简称SPE）统计量，结合假设检验，提出奇异成分辨识准则；其次，依据CA，运用拓展的迪基-福勒（augmented Dickey-Fuller，简称ADF）检验和逐步回归法，建立奇异成分似然估计模型；最后，通过工程实例分析，检验方法的有效性。结果表明：PCA、拉依达、狄克松和t准则分别可辨识出相对误差为3.81%，7.61%，7.61%和5.08%的孤立型奇异；CA模型对斑点型奇异的估计精度最高，其次是统计模型，自回归模型最差，复相关系数分别为0.994 5，0.871 5和0.743 2。与常规方法相比，PCA-CA方法性能有较大提升，可为大坝变形奇异诊断提供有效的途径。

关键词　大坝；变形原位监测；奇异诊断；主成分；协整性
中图分类号　TV698.1

引　言

变形是大坝服役性态变化的综合反映，是衡量结构安全与否的重要标志。科学地分析变形原位监测信息，不仅是现行规范的要求，而且是监控大坝安全的有效手段[1-2]。受多种因素的干扰，原位监测资料中常包含奇异成分，表现为测值在某时刻或某时段的异常突跳，即孤立型或斑点型奇异成分。若未有效诊断出监测资料中的奇异成分，极可能影响大坝安全监控结论的客观性，造成虚假报警或将危险状况遗漏。尤其对于运行多年的老坝，监测仪器的性能和稳定性较差，此问题尤为突出。因此，提出科学的大坝变形原位监测数据奇异成分诊断方法，具有重要的理论意义和应用价值。

大坝变形原位监测数据奇异成分诊断包括辨识和估计2个环节。常规的辨识方法有[3-4]：①过程线法，通过绘制变形过程线，直观辨识奇异成分；②假设检验法，如拉依达检验、狄克松检验。传统的估计方法包括[3-4]：①忽略法，若无法还原或难度较大，可直接忽略；②似然估计法，如临近插值、三次Hermite插值、统计模型及自回归模型。总体来看，常规诊断方法大多以变形时间序列为分析对象，无法有效地捕捉多测点间隐含的变形关系，且主观性较强，易误诊。

相较于1维时间序列，多维数据序列具有信息量丰富、自由度高及稳定性强的优势，包含了隐匿、新颖及有潜在价值的信息[5]。PCA[6-9]和CA[10-12]是两种多维数据特征挖掘方法。PCA可将多维数据序列投影到不同方向上，得到主要规律和无法解释成分，其中无法解释成分包含了奇异数据、噪声等。对于大坝上临近的监测点，变形监测序列存在关联性，若未出现超标准洪水、极端天气等非常规状况，某监测点变形数据异常，其他临近点的数据未见异常，则可判定该监测点的变形数据奇异。CA刻画了多维数据序列的长期关系，若未发生非常规状况，多测点变形监测序列的协整关系一般不会明显改

* 国家自然科学基金资助项目（52109155）；水文水资源与水利工程科学国家重点实验室“一带一路”水与可持续发展科技基金资助项目（2019492211）；华北水利水电大学高层次人才启动资助项目（202005002，202005017）；黄河水利科学研究院基本科研业务费专项资助项目（HKY-JBYW-2021-10）
收稿日期：2020-11-29；修回日期：2021-09-08

变，据此可实现对奇异成分的估计。

综上所述，笔者利用多维数据的优势，基于PCA，研究奇异成分辨识准则；依据CA，探究奇异成分似然估计模型；在此基础上，结合实际工程，检验PCA-CA方法的有效性。

1　诊断方法

1.1　奇异成分辨识

依据2维数据格式，建立大坝变形原位监测数据集合，即

$$\boldsymbol{X}=\left[\boldsymbol{x}_1\,\boldsymbol{x}_2\cdots\boldsymbol{x}_i\cdots\boldsymbol{x}_j\cdots\boldsymbol{x}_m\right]=\begin{bmatrix}x_{11}\,x_{12}\cdots x_{1i}\cdots x_{1j}\cdots x_{1m}\\x_{21}\,x_{22}\cdots x_{2i}\cdots x_{2j}\cdots x_{2m}\\\vdots\;\;\vdots\quad\;\vdots\quad\;\vdots\quad\;\vdots\\x_{k1}\,x_{k2}\cdots x_{ki}\cdots x_{kj}\cdots x_{km}\\\vdots\;\;\vdots\quad\;\vdots\quad\;\vdots\quad\;\vdots\\x_{n1}\,x_{n2}\cdots x_{ni}\cdots x_{nj}\cdots x_{nm}\end{bmatrix}\tag{1}$$

其中：m为监测点总数；n为监测时长；$\boldsymbol{x}_i$，$\boldsymbol{x}_j$分别为测点i和j的监测序列；x_{ki}，x_{kj}分别为测点i和j在k时刻的监测值。

PCA辨识步骤如下。

1）分析环境量监测资料，若未发生非常规状况，则执行后续步骤。

2）对矩阵$\boldsymbol{X}$进行标准化，得到矩阵$\overline{\boldsymbol{X}}=\left[\bar{\boldsymbol{x}}_1\bar{\boldsymbol{x}}_2\cdots\bar{\boldsymbol{x}}_i\cdots\bar{\boldsymbol{x}}_j\cdots\bar{\boldsymbol{x}}_m\right]$，$\bar{\boldsymbol{x}}_i$为标准化的$\boldsymbol{x}_i$，$\bar{\boldsymbol{x}}_j$为标准化的$\boldsymbol{x}_j$。相关系数矩阵$\boldsymbol{R}$为

$$\boldsymbol{R}=\begin{bmatrix}r_{11}\,r_{12}\cdots r_{1j}\cdots r_{1m}\\r_{21}\,r_{22}\cdots r_{2j}\cdots r_{2m}\\\vdots\;\;\vdots\quad\;\vdots\quad\;\vdots\\r_{i1}\,r_{i2}\cdots r_{ij}\cdots r_{im}\\\vdots\;\;\vdots\quad\;\vdots\quad\;\vdots\\r_{m1}\,r_{m2}\cdots r_{mj}\cdots r_{mm}\end{bmatrix}\tag{2}$$

其中：r_{ij}为$\bar{\boldsymbol{x}}_i$和$\bar{\boldsymbol{x}}_j$的相关系数，计算公式为$r_{ij}=\dfrac{1}{n-1}\sum_{k=1}^{n}\bar{x}_{ki}\bar{x}_{kj}\quad(i,j=1,2,\cdots,m)$；$\bar{x}_{ki}$和$\bar{x}_{kj}$为标准化的$x_{ki}$和$x_{kj}$。

3）计算相关系数矩阵$\boldsymbol{R}$的特征向量矩阵$\boldsymbol{P}$和特征值矩阵$\boldsymbol{\lambda}$，计算公式为

$$(\boldsymbol{R}-\lambda\boldsymbol{I})\,\boldsymbol{P}=0\tag{3}$$

其中：0为m阶零矩阵；$\boldsymbol{I}$为m阶单位矩阵。

式(3)中的$\boldsymbol{P}$和$\boldsymbol{\lambda}$分别表示为

$$\boldsymbol{P}=\begin{Bmatrix}\boldsymbol{p}_1\\\boldsymbol{p}_2\\\vdots\\\boldsymbol{p}_i\\\vdots\\\boldsymbol{p}_m\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}p_{11}\,p_{12}\ldots p_{1j}\ldots p_{1m}\\p_{21}\,p_{22}\cdots p_{2j}\cdots p_{2m}\\\vdots\;\;\vdots\quad\;\vdots\quad\;\vdots\\p_{i1}\,p_{i2}\cdots p_{ij}\cdots p_{im}\\\vdots\;\;\vdots\quad\;\vdots\quad\;\vdots\\p_{m1}\,p_{m2}\cdots p_{mj}\cdots p_{mm}\end{bmatrix}\tag{4}$$

$$\boldsymbol{\lambda}=\begin{bmatrix}\lambda_1\;0\ldots0\ldots0\\0\;\lambda_2\ldots0\ldots0\\\vdots\;\;\vdots\quad\;\vdots\quad\;\vdots\\0\;0\cdots\lambda_i\cdots0\\\vdots\;\;\vdots\quad\;\vdots\quad\;\vdots\\0\;0\cdots0\cdots\lambda_m\end{bmatrix}\tag{5}$$

其中：λ_i为矩阵$\boldsymbol{R}$的第i个特征值，满足$\lambda_1\geqslant\lambda_2\geqslant\cdots\geqslant\lambda_m$；$\boldsymbol{p}_i$为$\lambda_i$对应的特征向量。

4）建立$n\times m$矩阵$\boldsymbol{T}$，记为$\left(\boldsymbol{t}_1,\,\boldsymbol{t}_2,\,\cdots,\boldsymbol{t}_j,\cdots,\,\boldsymbol{t}_m\right)$

$$\boldsymbol{T}=\bar{\boldsymbol{X}}\boldsymbol{P}^{\mathrm{T}}\tag{6}$$

5）计算第j项$\boldsymbol{t}_j\left(j=1,2,\cdots,m\right)$对原始序列$\boldsymbol{X}$的解释能力$e_j$

$$e_j=\left(\lambda_j\Big/\sum_{i=1}^{m}\lambda_i\right)\times100\%\tag{7}$$

由式(7)可知：①前j项对$\boldsymbol{X}$的累积解释能力为$\sum_{i=1}^{j}e_i$，所有m项的累积解释能力为1；②$e_1\geqslant e_2\geqslant\cdots\geqslant e_m$，即$\boldsymbol{t}_1\rightarrow\boldsymbol{t}_m$对$\boldsymbol{X}$的解释能力逐渐变弱；③$e_1$越大，$\boldsymbol{X}$的主要规律越明显。因此，为保证PCA辨识精度，要求e_1尽可能大。

6）建立SPE统计量。由于$\boldsymbol{P}$为正交矩阵，满足

$$\boldsymbol{P}^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{P}^{-1}\tag{8}$$

则式(6)可变换为

$$\bar{\boldsymbol{X}}=\boldsymbol{T}\boldsymbol{P}\tag{9}$$

矩阵$\bar{\boldsymbol{X}}$的主要规律用$n\times m$矩阵$\hat{\boldsymbol{D}}$表示，记为$\left(\hat{\boldsymbol{d}}_1,\,\hat{\boldsymbol{d}}_2,\,\cdots,\hat{\boldsymbol{d}}_j,\cdots,\,\hat{\boldsymbol{d}}_m\right)$。$\hat{\boldsymbol{D}}$计算公式为

$$\hat{\boldsymbol{D}}=\boldsymbol{t}_1\boldsymbol{p}_1\tag{10}$$

k时刻SPE统计量记为SPE_k，计算公式为

$$\mathrm{SPE}_k=\sum_{j=1}^{m}\left(\bar{x}_{kj}-\hat{d}_{kj}\right)^2\tag{11}$$

其中：$\bar{x}_{kj}$和$\hat{d}_{kj}$分别为矩阵$\overline{\boldsymbol{X}}$和$\hat{\boldsymbol{D}}$第$k$行第$j$列的元素。

7）依据假设检验，在显著性水平α下，建立SPE控制限[13-14]，记为SPE_α，即

$$\mathrm{SPE}_\alpha=\theta_1\left[\frac{C_\alpha\sqrt{2\theta_2h_0{}^2}}{\theta_1}+1+\frac{\theta_2h_0(h_0-1)}{\theta_1}\right]^{\frac{1}{h_0}}\tag{12}$$

其中：$\theta_l=\sum_{j=2}^{m}\lambda_j^{\ l}$ $(l=1,2,3)$；$h_0=1-2\theta_1\theta_3/3\theta_2$；$C_\alpha$为$\alpha$所对应的正态分布函数值。

假设检验中α常取为0.05或0.01，即接受原假设时，正确的概率为95%或99%。

8）图1为SPE统计与控制限的关系。若SPE_k未超过SPE_α，如图1(a)所示，则不存在奇异成分；若SPE_k在某时段超过SPE_α，如图1(b)所示，则为斑点型奇异；若SPE_k在某时刻超过SPE_α，如图1(c)所示，则为孤立型奇异。若奇异，则执行步骤9。

9）测点j对k时刻SPE_k超过SPE_α的贡献度用$CSPE_{kj}$统计量表征，即

$$SPE_k=\sum_{j=1}^{m}\left(\bar{x}_{kj}-\hat{d}_{kj}\right)^2=\sum_{j=1}^{m}CSPE_{kj} \tag{13}$$

$CSPE_{kj}$越大，则测点j对k时刻SPE_k超限的贡献度越大，而$CSPE_{kj}$最大处，即为存在奇异成分的测点。

1.2 奇异成分似然估计

假设m个变形监测序列中有f个存在奇异成分，记为$\boldsymbol{x}_1'\cdots\boldsymbol{x}_h'\cdots\boldsymbol{x}_f'$，剩余$p=m-f$个不存在奇异成分，记为$\boldsymbol{x}_1''\cdots\boldsymbol{x}_q''\cdots\boldsymbol{x}_p''$。CA似然估计步骤如下。

1）建立多测点变形原位监测序列的协整模型，即

$$\boldsymbol{x}_h'=\sum_{g=1}^{a_1}c_{1g}\boldsymbol{x}_1''^{\,g}+\cdots+\sum_{g=1}^{a_q}c_{qg}\boldsymbol{x}_q''^{\,g}+\cdots+\sum_{g=1}^{a_p}c_{pg}\boldsymbol{x}_p''^{\,g}+\varepsilon \tag{14}$$

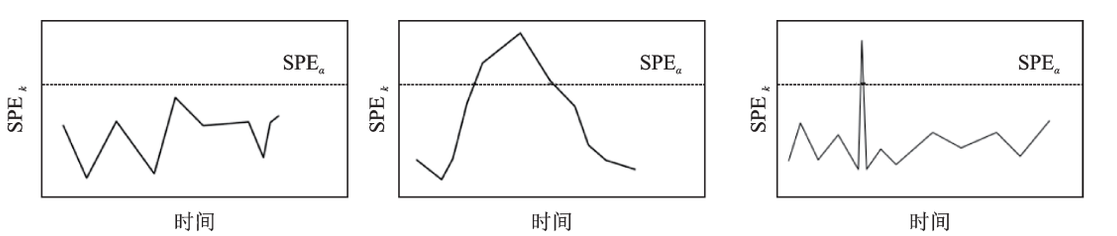
其中：c_{qg}为$\boldsymbol{x}_q''$的系数；a_q为$\boldsymbol{x}_q''$的最高次数，依据变形散点关系确定；ε为余量序列。

2）应用逐步回归算法，确定式(14)的系数c_{qg}，得到余量序列ε。

3）利用ADF检验[15-16]，测试ε的平稳性。若ε平稳，则协整，执行步骤4；若非平稳，则不协整，此时算法不适用。

4）利用式(14)，估计$\boldsymbol{x}_h'$的奇异成分，修正矩阵$\boldsymbol{X}$。

5）利用PCA准则，辨识矩阵$\boldsymbol{X}$中是否仍然存在奇异成分，若存在，重复执行步骤1～4，直至无奇异成分。



(a) SPE_k未超过SPE_α (a) SPE_k does not exceed SPE_α
(b) SPE_k在某时段超过SPE_α (b) SPE_k exceeds SPE_α in a certain period
(c) SPE_k在某时刻超过SPE_α (c) SPE_k exceeds SPE_α at a certain moment

图1 SPE统计量与控制限的关系

Fig.1 Relationships between SPE and its control limit

2 工程实例分析

2.1 工程实例1

陈村拱坝最大坝高为76.3 m，设计汛限水位为117.0 m，汛后正常高水位为119.0 m，500年校核水位为123.8 m，5 000年校核水位为126.1 m，保坝水位为127.7 m。18正下(1号测点)，26正下(2号测点)和29倒(3号测点)测点的位置如图2所示，径向变形过程线和置信区间法计算结果如图3所示，环境量过程线如图4所示。

依据水压-温变-时效(hydraulic-seasonal-time，简称HST)模式[17]，建立变形监控模型，HST模型精度如表1所示。由表可知，3个模型的复相关系数R均大于0.95，且标准差S较小，拟合精度较高。应用置信区间法[17]，评判变形变化是否正常，$2S$为正常与基本正常的临界值，$3S$为基本正常与异常的临界值。由图3(b)～(d)可知：①1号测点未超出$3S$，在42天超出了$2S$，未报警；②2号测点未超出$3S$，在23天超出了$2S$，未报警；③3号测点在2天超出了$3S$，且在148天超出了$2S$，发生报警。

由图4可知，该时段未出现非常规水位和温度状况，因此受奇异成分影响，监控模型虚假报警。利用本研究方法，诊断3个测点的奇异监测数据。经计算，e_1为95.23%，且余量序列协整，诊断出的奇异监测数据有斑点型和孤立型，如：1号测点的变形监测值在2012-07-11为孤立型奇异；3号测点的测值在2011-05-25至2011-07-19期间为斑点型奇异。

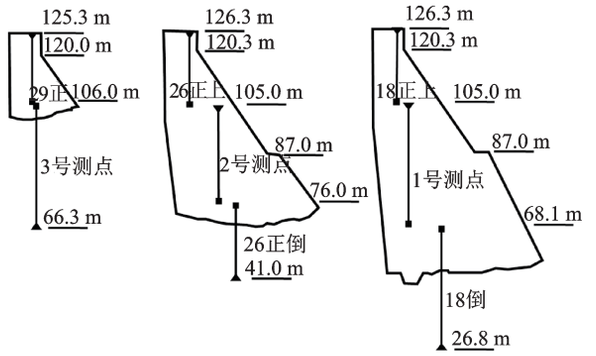
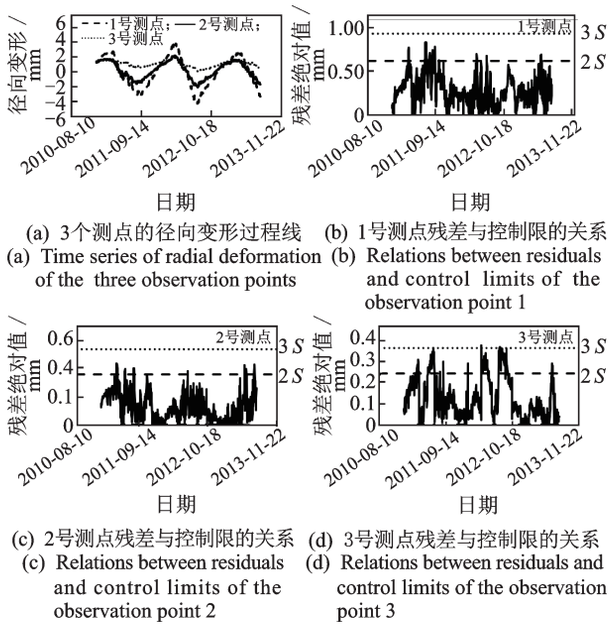


图 2　29#,26#和 18#坝段垂线监测点

Fig.2　Vertical monitoring points of the 29#, 26# and 18# dam sections



(a) 3个测点的径向变形过程线　(b) 1号测点残差与控制限的关系

(a) Time series of radial deformation of the three observation points　(b) Relations between residuals and control limits of the observation point 1

(c) 2号测点残差与控制限的关系　(d) 3号测点残差与控制限的关系

(c) Relations between residuals and control limits of the observation point 2　(d) Relations between residuals and control limits of the observation point 3

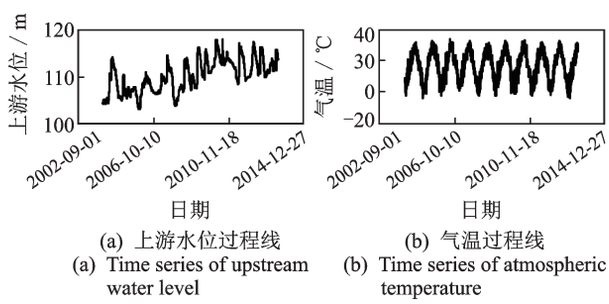
图 3　径向变形过程线和置信区间法计算结果

Fig.3　Time series of radial deformation and calculation results of confidence interval approach

表 1　HST 模型精度

Tab.1　Accuracy of the HST models

评价参数	1号测点	2号测点	3号测点
复相关系数 R	0.990 5	0.988 1	0.963 2
标准差 S	0.312 7	0.177 9	0.120 7



(a) 上游水位过程线　(b) 气温过程线

(a) Time series of upstream water level　(b) Time series of atmospheric temperature

图 4　环境量过程线

Fig.4　Time series of environment factors

重新建立监控模型,结果显示:①1 号测点在 3 天超出了 2S,未超过 3S;②2 号测点在 5 天超出了 2S,未超过 3S;③3 号测点在 14 天超出了 2S,未超过 3S。

2.2　工程实例 2

斑点型奇异可视为孤立型奇异的集合,因此孤立型奇异辨识和斑点型奇异估计具有分析的代表性。结合锦屏一级拱坝 3 个垂线点 PL11-3,PL11-4 和 PL13-3 的径向变形监测资料,通过人为构造奇异成分[18],检验 PCA-CA 方法的性能。测点布置如图 5 所示,图 6 为径向变形原位监测过程线。

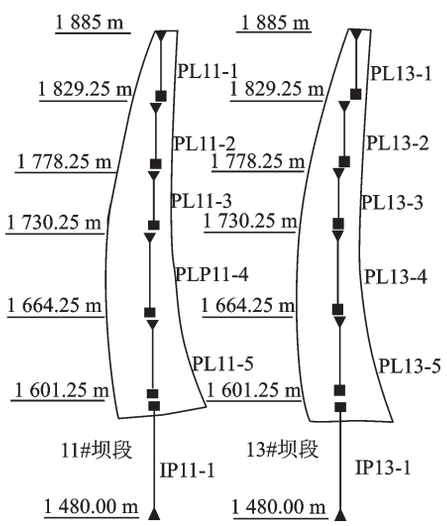


图 5　11#,13#坝段垂线监测点布置

Fig.5　Vertical monitoring points of the 11# and 13# dam sections

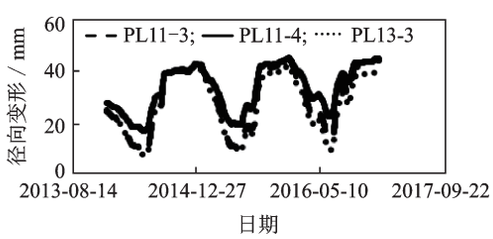


图 6　PL11-3,PL11-4 和 PL13-3 的径向变形监测序列

Fig.6　Time series of radial deformation of PL11-3, PL11-4 and PL13-3

2.2.1　PCA 辨识性能分析

图 7 为 PCA 方法的诊断结果。依据 PCA 辨识步骤 1～5,得到了 t_1～t_3 效应量,如图 7(a)～(c)所示,测点变形时间序列的相关系数矩阵如表 2 所示,t_1～t_3 的特征值、解释能力以及累积解释能力如表 3 所示。依据步骤 6,可得到 SPE_k 过程线,在执行步

骤 7 时，α 取为 0.01，计算得到控制限 $SPE_{0.01}=0.11$，由图 7(d)可知，$SPE_k<SPE_{0.01}$，因此 3 个测点的变形原位监测数据不包含奇异成分。

表 2 相关系数矩阵

Tab.2 Correlation coefficient matrix

测点编号	PL11-3	PL11-4	PL13-3
PL11-3	1.000 0	0.994 1	0.993 5
PL11-4	0.994 1	1.000 0	0.975 9
PL13-3	0.993 5	0.975 9	1.000 0

表 3 特征值、解释能力及累积解释能力

Tab.3 Eigenvalues, explanatory capabilities and accumulated explanatory capabilities

效应量	第 j 项的特征值 λ_j	第 j 项的解释能力 e_j	前 j 项的累积解释能力 $\sum_{i=1}^{j}e_i$
$t_1(j=1)$	2.974 6	0.991 5	0.991 5
$t_2(j=2)$	0.024 8	0.008 3	0.999 8
$t_3(j=3)$	0.000 6	0.000 2	1.000 0

PL11-4 测点在 2014-10-03 的径向变形监测值为 39.4 mm，将其构造为不同程度的孤立型奇异成分，记作 0#～6#情况，分别为 39.6，39.9，40.4，40.9，41.4，42.4 和 43.4 mm。图 8 为 1#～5#情况下 SPE_k 与 $SPE_{0.01}$ 的关系图，图 9 为 1#～6#情况的 CSPE 统计量。由图 8 可知，在 2#～5#情况下，SPE_k 超过了 $SPE_{0.01}$，且从图 9 可以看出，在 2#～6#情况下，PL11-4 测点的 CSPE 统计量明显高于 PL11-3 和 PL13-3，因此 2#～6#可判定为孤立型奇异成分。表 4 比较了 PCA 准则、拉依达准则、狄克松准则和 t 准则的性能，可以看出，4 种方法分别可辨识出相对误差为 3.81%，7.61%，7.61% 和 5.08% 的孤立型奇异成分。

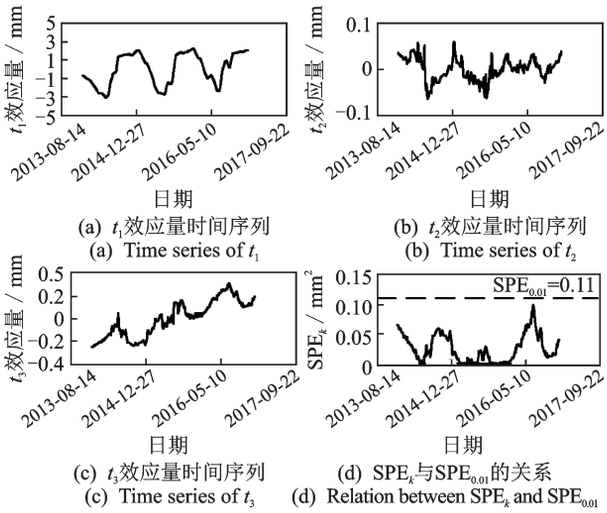


图 7 PCA 方法的诊断结果

Fig.7 Diagnosis results of the PCA method

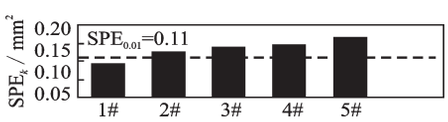


图 8 1#～5#情况下 SPE_k 与 $SPE_{0.01}$ 的关系

Fig.8 Relations between SPE_k and $SPE_{0.01}$ under 1# case～5# case

2.2.2 CA 估计性能分析

假设 PL11-4 测点在 2016-07-15 至 2016-09-15 期间的变形监测数据为斑点型奇异，利用 2014-01-01 至 2016-07-14 的原位监测资料建立协整模型，对奇异成分进行估计。图 10 为 3 个测点径向变形散点关系。由图可知，式(16)的最高次数 a_q 均取 1，利用逐步回归法，可得

$$x'_{PL11\text{-}4}=1.328\,581x''_{PL11\text{-}3}-0.626\,32x''_{PL13\text{-}3}+\varepsilon \quad (17)$$

其中：$x''_{PL11\text{-}3}$，$x'_{PL11\text{-}4}$ 和 $x''_{PL13\text{-}3}$ 分别为 PL11-3，PL11-4 和 PL13-3 测点的径向变形原位监测序列。

图 11 为 CA 方法的估计结果。PL11-4 的监测值、拟合值和余量序列如图 11(a)所示，复相关系数

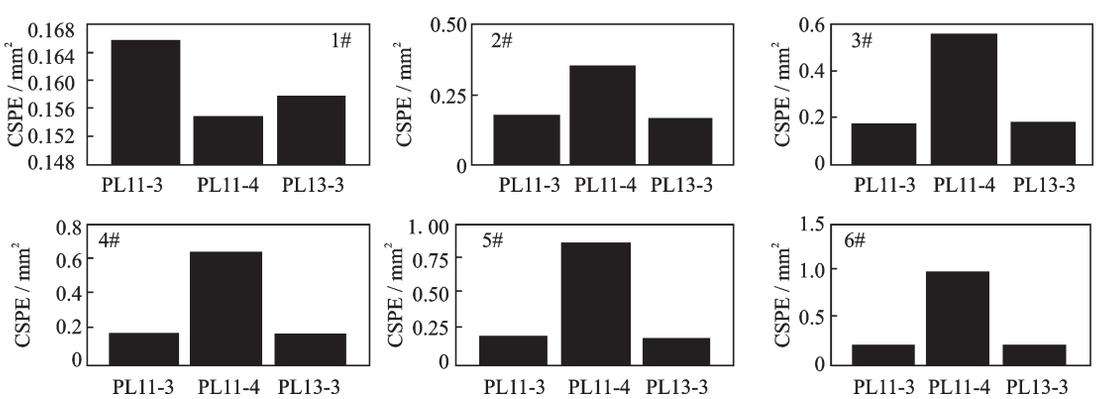


图 9 1#～6#情况的 CSPE 统计量

Fig.9 CSPE statistics of 1# case～6# case

表 4　4种方法性能对比

Tab.4　Performance comparison of four methods

情况	监测值/mm	奇异值/mm	相对误差/%	PCA准则	常规方法		
					拉依达准则	狄克松准则	t准则
0	39.4	39.6	0.51	未识别	未识别	未识别	未识别
1	39.4	39.9	1.27	未识别	未识别	未识别	未识别
2	39.4	40.4	2.53	未识别	未识别	未识别	未识别
3	39.4	40.9	3.81	识别	未识别	未识别	未识别
4	39.4	41.4	5.08	识别	未识别	未识别	识别
5	39.4	42.4	7.61	识别	识别	识别	识别
6	39.4	43.4	10.15	识别	识别	识别	识别

为 0.997 1。ADF 检验结果显示：t 统计量的值为 −2.724 4，1% 和 5% 两个显著性水平的临界值分别为 −2.400 和 −2.150，因此 t 统计量小于临界值，即原假设均被拒绝，余量序列 ε 平稳。图 11(b)为自回归模型、统计模型和 CA 模型对奇异成分的估计结果，3种模型的复相关系数分别为 0.743 2，0.871 5 和 0.994 5。

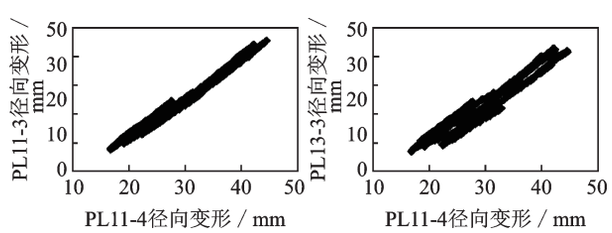
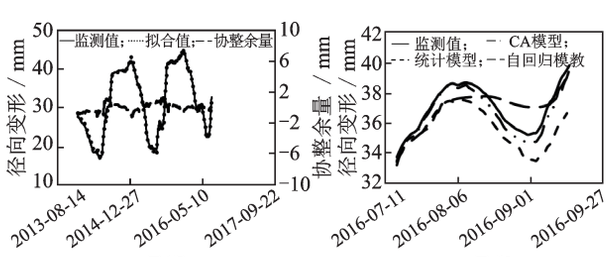


图 10　PL11-3，PL11-4 和 PL13-3 测点径向变形散点关系

Fig.10　Scatter relations among radial deformation of PL11-3, PL11-4 and PL13-3



(a) PL11-4监测值、拟合值和余量序列　(b) 奇异成分监测值和估计值

(a) Monitoring values, fitting values and residual values of PL11-4　(b) Monitoring values and estimation values of singular components

图 11　CA 方法的估计结果

Fig.11　Estimation results of the CA method

3　结　论

1）为消除奇异成分对大坝变形安全监控结论客观性的影响，运用 PCA 理论，建立了 SPE 和 CSPE，借助假设检验，提出了 PCA 辨识准则，在此基础上，基于 CA 原理，应用 ADF 检验和逐步回归法，提出了 CA 似然估计模型。利用陈村拱坝和锦屏一级拱坝径向变形原位监测资料，检验了 PCA-CA 方法的有效性。

2）拉依达准则、狄克松准则和 t 准则以 1 维时间序列为分析对象，辨识性能对样本分布型式的依赖性较大，仅体现了概率意义。PCA 准则针对多维数据序列进行分析，不仅包含概率含义，而且考虑了多测点变形的主成分关系，辨识性能最佳。

3）自回归模型和统计模型着重分析 1 维时间序列，其中：自回归模型仅考察了前期监测数据的时间波动规律，外延性较差；统计模型刻画了水压、温变和时效因素，外延性优于自回归模型，但属于半经验模型，估计精度仍不足；CA 模型以多维数据序列为分析对象，既刻画了变形随时间的波动特征，亦表征了多测点变形间的协整关系，同时也反映出外部作用的综合效应，外延性较好，取得了最佳的估计精度。

4）PCA-CA 方法要求：①$\boldsymbol{t}_1$ 效应量对原始变形序列 $\boldsymbol{X}$ 的解释程度 e_1 尽可能大，通过工程实例 1 可知，当 $e_1 = 95.23\%$ 时，PCA 准则可有效辨识出奇异数据；②余量序列平稳。对于我国已修筑的部分老坝，布设的变形监测仪器较少，不易满足上述条件，此时，仍需采用常规方法。

参　考　文　献

[1] WANG S W, XU Y L, GU C S, et al. Hysteretic effect considered monitoring model for interpreting abnormal deformation behavior of arch dams: a case study[J]. Structural Control and Health Monitoring, 2019, 26(10): e2417.

[2] LI B, YANG J, HU D X. Dam monitoring data analysis methods: a literature review[J]. Structural Control and Health Monitoring, 2020, 27(3): e2501.

[3] 黄潇霏. 混凝土坝健康状态的实测资料时空诊断方法[D]. 南京：河海大学, 2018.

[4] 吴中如，顾冲时．重大水工混凝土结构病害检测与健康诊断[M]．北京：高等教育出版杜，2005：25-47.

[5] 李德仁，王树良，李德毅．空间数据挖掘理论与应用[M].3版．北京：科学出版社，2019：6-20.

[6] 付云骁，贾利民，秦勇，等．基于LMD-CM-PCA的滚动轴承故障诊断方法[J]．振动、测试与诊断，2017，37(2)：249-255.
FU Yunxiao，JIA Limin，QIN Yong，et al. Roller bearing fault diagnosis method based on LMD-CM-PCA [J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2017，37(2)：249-255.(in Chinese)

[7] 李振，李伟光，赵学智，等．基于主成分分析的特征频率提取算法及应用[J]．振动、测试与诊断，2018，38(4)：834-842.
LI Zhen，LI Weiguang，ZHAO Xuezhi，et al. Feature frequency extraction algorithm based on principal component analysis and its application[J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2018，38(4)：834-842.(in Chinese)

[8] PIROG D，FIDELUS-ORZECHOWSKA J，WIEJACZKA L，et al. Hierarchy of factors affecting the social perception of dam reservoirs[J]. Environmental Impact Assessment Review，2019，79：106301.

[9] 李伟光，郭明军，杨期江，等．改进PCA算法及其在转子特征提取中的应用[J]．振动、测试与诊断，2020，40(3)：555-562.
LI Weiguang，GUO Mingjun，YANG Qijiang，et al. Improved PCA algorithm and its application in rotor feature extraction[J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2020，40(3)：555-562.(in Chinese)

[10] LI F Q，WANG Z Y，LIU G H. Towards an error correction model for dam monitoring data analysis based on co-integration theory[J]. Structural Safety，2013，43：12-20.

[11] SHEN Y，SIU T K. Optimal investment and consumption in a continuous-time co-integration model[J]. IMA Journal of Management Mathematics，2017，28(4)：501-530.

[12] 李耀龙，李洪儒，王冰，等．基于协整理论的滚动轴承退化特征提取[J]．振动、测试与诊断，2021，41(2)：385-391.
LI Yaolong，LI Hongru，WANG Bing，et al. Extraction of degradation feature for rolling bearings based on co-integration theory[J]. Journal of Vibration，Measurement & Diagnosis，2021，41(2)：385-391.(in Chinese)

[13] 侯彦东，闫治宇，金勇．小样本下基于特征子空间估计的故障诊断算法[J]．上海交通大学学报，2015，49(6)：825-829.
HOU Yandong，YAN Zhiyu，JIN Yong. Fault diagnosis algorithm of based feature subspace estimation in small sample circumstance[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University，2015，49(6)：825-829.(in Chinese)

[14] ZENG L，LONG W，LI Y Y. A novel method for gas turbine condition monitoring based on KPCA and analysis of statistics T-2 and SPE[J]. Processes，2019，7(3)：124.

[15] KUO C Y. Sustainability of current accounts：evidence from the quantile unit-root test[J]. Applied Economics Letters，23(10)：747-755.

[16] ZHANG L X. Performance of unit-root tests for non linear unit-root and partial unit-root processes[J]. Communications in Statistics-Theory and Methods，2016，45(15)：4528-4536.

[17] YANG G，GU H，CHEN X D，et al. Hybrid hydraulic-seasonal-time model for predicting the deformation behaviour of high concrete dams during the operational period[J]. Structural Control and Health Monitoring，2021，28(3)：e2685.

[18] YANG J，QU X D，HU D X，et al. Research on singular value detection method of concrete dam deformation monitoring[J]. Measurement，2021，179：109457.



第一作者简介：杨光，男，1989年9月生，博士、讲师。主要研究方向为水工结构安全监控与变异诊断。曾发表《Hybrid hydraulic-seasonal-time model for predicting the deformation behaviour of high concrete dams during the operational period》(《Structural Control and Health Monitoring》2021，Vol.28，No.3)等论文。
E-mail：yangguanghhu@outlook.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.013

基于RS和AHNs的轮毂电机故障模糊诊断法*

薛红涛[1]，童 鹏[2]，江 洪[2]
（1.江苏大学汽车与交通工程学院 镇江，212013）
（2.江苏大学机械工程学院 镇江，212013）

摘要 为有效监测电动汽车轮毂电机在复杂工况下的运行状态，保证其运行安全，提出了一种基于粗糙集（rough set，简称RS）理论和人工碳氢网络（artificial hydrocarbon networks，简称AHNs）的轮毂电机故障模糊诊断方法。首先，以轮毂电机运行安全为目标，重点考虑转速和负载转矩对振动信号的影响程度，用特征参数表征轮毂电机运行状态，并基于RS理论提出一种特征参数的离散化方法，对输入层进行了模糊化处理；其次，基于分子间能量优化AHNs算法，建立初步诊断模型，并考虑不同输出状态类型的模糊性，利用模糊理论建立AHNs多输出的隶属度函数，构建轮毂电机故障模糊诊断模型，实现了对复杂工况下轮毂电机故障的诊断；最后，通过轮毂电机机械故障台架试验验证了该方法的有效性。

关键词 轮毂电机；粗糙集；人工碳氢网络；模糊诊断
中图分类号 TH17；U26

引 言

面对日益严峻的能源和环境危机，节能减排的意义不言而喻。汽车能耗是造成大气污染和温室效应的主要原因，因此大力发展节能与新能源汽车，降低污染物排放，推动“纯电驱动”技术转型等专题已经被提升到国家战略高度。轮毂电机作为电动汽车“轮式驱动”系统的核心技术之一，相比于集中式驱动电动汽车，不仅集驱动、制动、承载等多种功能于一体，而且在能耗、传动效率等方面有较明显的优势，但也存在着安全性、可靠性以及耐用性等问题。轮毂电机由于特殊的安装位置，在复杂的运行工况下，极易诱发轮毂电机的机械故障，一旦1个或多个轮毂电机发生故障，就会产生相应的转矩脉动，导致效率下降，产生的偏航力矩将导致车辆行驶偏离，严重时可能导致交通事故危及驾驶员和乘客的生命。因此，如何实现对轮毂电机机械故障的有效监测，是轮毂电机广泛应用于电动汽车的关键技术之一。

现阶段，国内外多位学者在轮毂电机故障状态监测方面进行了一定的研究。Li等[1]利用蚁群优化算法构建逐次诊断模型，对轮毂电机的轴承故障类型进行了有效识别。Xue等[2]提出了一种基于振动信号提取最佳故障频率区域特征信号的智能诊断方法。Mehmet等[3]提出基于人工前馈反向传播神经网络和系统参数对小功率轮毂电机进行实时监控和故障诊断。潘汉明等[4]分别利用小波分解和连续小波变换，提取轮毂电机霍尔传感器输出的特征信号和相电流波形的特定频率分量，获得永磁体排列不均匀性和弱磁故障的信息，实现故障诊断。李仲兴等[5]提出一种基于动态贝叶斯网络的轮毂电机机械故障诊断法，实现对轮毂电机机械故障的在线诊断。这些方法对轮毂电机故障状态监测研究有一定的借鉴意义。

然而，车辆的多变运行工况和复杂运行环境很容易干扰轮毂电机的监测信号，尤其是振动信号。此外，受现有分类器的泛化性和鲁棒性的限制，很难达到车辆的运行安全要求。如何在多变运行工况下快速准确地识别故障类型，建立一套完整的轮毂电机机械故障诊断系统是迫在眉睫的问题。为了解决这些问题，笔者提出了一种基于RS理论和AHNs的模糊诊断方法，旨在诊断轮毂电机机械故障，解决监测数据特征冗余和不确定性问题，简化人工碳氢网络数据样本，提高诊断方法的泛化性和鲁棒性。

1 基于RS理论的特征参数离散化

在轮毂电机机械故障诊断中，振动信号是最有

* 国家自然科学基金面上资助项目（51775245）
收稿日期：2020-09-08；修回日期：2020-10-23

效的监测信号之一，但是振动信号往往数据量很大，包含复杂的信号特征。因此，需要经过信号处理、特征提取，提炼成特征参数，来表征轮毂电机的各种运行状态[6]。

RS理论能够直接对数据进行分析和推理，并发现其隐含知识，挖掘出隐含规律，是处理不完整和不确定知识的有效工具。目前，RS理论已经广泛应用于机器学习、决策分析及数据挖掘等领域[7]。

在实际环境中，由于电动汽车运行工况复杂多变，轮毂电机运行受到外部干扰非常严重，导致由传感器采集的振动信号计算出的特征参数是随机的，且区分度不高[8]。如果直接使用，诊断系统的响应速度慢、泛化性差。RS理论是一种数据离散化的有效工具，可以在不破坏算法分辨关系的前提下，对特征参数进行最粗略的划分，以达到加快机器学习算法的运行速度及提高分类精度的目的[9]。张一朦[10]将粗糙集方法和模糊神经网络融合，将粗糙集约简后的参数作为模型输入，获得了更优的诊断效果。林琳等[11]基于粗糙集理论对特征参数进行了属性约简分析，从而建立简单明了的决策表，搭建高压断路器的机械故障诊断模型，有效提高了故障诊断精度。因此，基于RS理论，笔者定义了一种特征参数的离散化方法，具体可表示为

$$f(x)=\begin{cases}-z & (x<a)\\ i & \left(a+(i-1)\dfrac{R}{K}\leqslant x<a+i\dfrac{R}{K},i=1,2,\cdots,K-1\right)\\ K & \left(a+(i-1)\dfrac{R}{K}\leqslant x\leqslant b,i=K\right)\\ z & (x>b)\end{cases} \tag{1}$$

其中：x为特征参数；a和b分别为特征参数域$[a,b]$内最小值和最大值；R为特征参数x的极差；K为区间$[a,b]$的划分数；z为远大于K的正整数；$f(x)$为离散化后的特征参数。

离散化后的特征参数定量地描述了某区间内的特征参数，淡化了这个区间内特征参数的差异性，同时也简化了样本集。

2 基于AHNs的模糊诊断法

在机器学习中，AHNs是一种新型的有监督学习算法，其基于碳氢化合物的化学结构和化学规律，构建了一种从输入到输出之间的非线性关系，具有很好的封装信息特性[12]。目前，AHNs已经被应用在信号处理、模式识别等多领域。

2.1 AHNs基本理论

AHNs由碳氢分子、化合物及混合物组成，其信息的基本单元是由1个碳原子和至多4个氢原子组成的CH分子，化学式可表示为CH_k(k=1,2,3,4)。CH_4是1个稳定分子，CH_1，CH_2，CH_3是不稳定分子。多个不稳定分子基于非极性共价键可形成形如式(2)所示的最常见的线性饱和化合物，两端为CH_3分子，中间有$N-2$个CH_2分子。像这样多个线性饱和化合物可以组成1个碳氢混合物，其网络称为AHNs[13]。1个碳氢化合物是1个简单模型，1个碳氢混合物是1个混合模型。本研究基于1个线性饱和化合物介绍AHNs的监督学习算法。

$$\overbrace{CH_3-\underbrace{CH_2-CH_2-\cdots CH_2}_{N-2}-CH_3}^{N} \tag{2}$$

通常情况下，监督学习的样本类型数就是AHNs中1个化合物的分子数。令$\sum=(x,y)$ $(x\in[c,d],y\in Y)$是原始数据经过粗糙集离散化和约简后的学习样本，其中：x为激发AHNs的输入参数；y为样本类型。若学习样本中有N个不同的种类，可以用正整数1，2，…，N依次表示不同的样本类型，即$y\in\{1,2,\cdots,N\}$。通常情况下，输入参数是多维的，为了便于理解，笔者以1维的参数为例介绍AHNs的算法。根据组件的化学行为和相互作用，AHNs的数学模型可表示为

$$\psi(x)=\sum_{i=1}^{N}\varphi_i(x)\qquad(x\in[c,d]) \tag{3}$$

其中：N为AHNs中CH分子的数量；$\psi(x)$为AHNs的输出或响应；$\varphi_i(x)$为第i个CH分子行为的数学模型。

$\varphi_i(x)$的定义为

$$\varphi_i(x)=w_i\prod_{j=1}^{k\leqslant 4}(x-h_{ij})\quad(x\in D_i,i=1,2,\cdots,N) \tag{4}$$

其中：w_i为第i个碳原子值；h_{ij}为与第i个碳原子相连的第j个氢原子值；k为相应氢原子的数目；D_i为激发第i个CH分子的输入域$D_1\cup D_2\cup\cdots\cup D_N=[c,d]$，$D_i\cap D_j=\varnothing(i\neq j)$。

CH分子是封装信息的基本单位，影响其行为的因素较多。对于每个CH分子的行为，将能量与键能进行比较可以选择k的值。实际上，除了w，h，k等参数外，还必须确定x的输入域，x是激发每个CH分子的输入参数。目前，在AHNs监督学习算法中，首先，基于学习样本，确定输入域的上下界限，将整个输入域划分为N等份，如式(5)所示，依次作为CH分子行为的初始输入域，如式(6)所示；其次，基于最小二乘法确定氢原子h的值和碳分子w，计算每1个CH分子的能量，如式(7)所示；然后，计算相邻两分子间能量的误差函数，如式(8)所示；最后，基于误差函数更新每1个CH分子行为的输入域，如式(9)所示，直至任意相邻两分子间小于设定阈值ε或者达到最大迭代次数。

$$r_i^{(0)}=\frac{d-c}{N}\quad(i=1,\ 2,\ \cdots,\ N-1)\tag{5}$$

$$D_i^{(t-1)}=\begin{cases}[\,c,\ c+r_1^{(t-1)}) & (i=1)\\ [\,c+\sum_{j=1}^{i-1}r_j^{(t-1)},\ c+\sum_{j=1}^{i}r_j^{(t-1)}) & (i=2,3,\cdots,N-1)\\ [\,c+\sum_{j=1}^{N-1}r_j^{(t-1)},\ d\,] & (i=N)\end{cases}\tag{6}$$

$$E_i^{(t-1)}=\sum_{k=1}^{m_i}{\varphi_i}^2(x_{ik})\quad(x_{ik}\in D_i^{(t-1)})\tag{7}$$

$$\Delta r_i^{(t-1)}=-\eta(E_i^{(t-1)}-E_{i+1}^{(t-1)})\tag{8}$$

$$r_i^{(t)}=r_i^{(t-1)}+\Delta r_i^{(t-1)}\quad(t=1,\ 2,\ \cdots,\ t_{\max})\tag{9}$$

其中：$r_i^{(t)}$为第i次迭代中第i个和第$i+1$个CH分子之间的分子间距离；$\Delta r_i^{(t-1)}$为学习率η($0<\eta<1$)的距离误差函数，且和$E_i^{(t-1)}$分别为在第$t-1$次迭代中第i个和第$i+1$个CH分子的能量；$D_i^{(t-1)}$为第i个CH分子的输入域；m_i为$D_i^{(t-1)}$中的样本数。

上述参数在迭代$t-1=0$时初始化，最大迭代次数为$t_{\max}$。

记w，h的最优值为w*和h*，CH分子行为的最优输入域为D^*，于是学习后的AHNs模型可表示为

$$y'=\mathrm{AHNs}(x)=\sum_{i=1}^{N}{w_i}^*\prod_{j=1}^{k\leqslant 4}(x-{h_{ij}}^*)\quad(x\in {D_i}^*)\tag{10}$$

其中：y'为由输入参数x激发的模型输出，表示状态类型的值。

很显然，y'值不一定恰是一个整数。文献[8]利用Round函数估计输出值，虽然可以快速识别状态类型，但是忽略了不同类型状态的模糊性，容易出现误判现象。因此，笔者提出了一种基于AHNs的模糊诊断法，对学习后AHNs的输出值y'进行统计，得出y'的概率密度函数。基于模糊理论将y'的概率密度函数转化成y'的隶属度函数，由隶属度函数推断相应的状态类型。

2.2　模糊诊断法

基于学习样本AHNs输出值y'的统计分析，不难发现每一类样本的AHNs输出值y'都服从正态分布，其概率密度函数可表示为

$$F(y')=\frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma}\exp\left(-\frac{(y'-\mu)^2}{2\sigma^2}\right)\tag{11}$$

其中：μ和σ分别为某一类样本的AHNs输出值y'的数学期望和标准差。

基于模糊理论可得到其对应的隶属度函数$p(y')$，即

$$p(y')=\sum_{k=1}^{M}\min\{\lambda_i,\lambda_k\}\quad(i,k=1,2,\cdots,M)\tag{12}$$

λ_i和λ_k计算公式分别为

$$\lambda_i=\int_{{y_{i-1}}'}^{{y_i}'}\frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma}\exp\left(-\frac{(y'-\mu)^2}{2\sigma^2}\right)\mathrm{d}x\quad\left({y_i}'=\mu+\frac{6i-3M}{M}\sigma\right)\tag{13}$$

$$\lambda_k=\int_{{y_{k-1}}'}^{{y_k}'}\frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma}\exp\left(-\frac{(y'-\mu)^2}{2\sigma^2}\right)\mathrm{d}x\quad\left({y_k}'=\mu+\frac{6k-3M}{M}\sigma\right)\tag{14}$$

其中：M为对应样本的AHNs输出值y'域的划分数。

图1是某一类样本的AHNs输出值y'的概率密度函数和隶属度函数。记$p_1(y')$，$p_2(y')$，…，$p_N(y')$分别为标示类型为1，2，…，N的样本AHNs输出值y'的隶属度函数，则任一待诊断状态，经特征参数离散化和AHNs模型，便可计算出该状态可能是标示类型为1，2，…，N的概率分别为$p_1(y'')$，$p_2(y'')$，…，$p_N(y'')$，以及该状态可能是未知类型即不是所有标示类型的概率为$p_{\mathrm{un}}(y'')=\max\{1-\sum_{i=1}^{N}p_i(y''),\ 0\}$。这$N+1$的概率值中哪一个值最大，则该诊断状态是对应标示类型的概率最大，于是该模糊诊断模型可以表示为

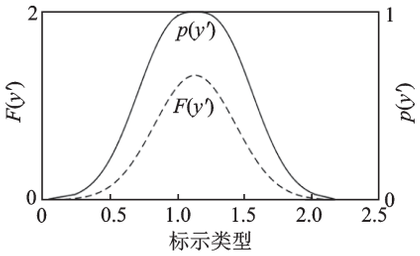


图 1 概率密度函数 $F(y')$和隶属度函数 $p(y')$

Fig.1 The probability density function $F(y')$ and membership function $p(y')$

$$p(y'')=\max\{p_1(y''),p_2(y''),\cdots,p_N(y''),p_{un}(y'')\} \tag{15}$$

图 2 为已知 2 种样本类型的模糊诊断案例，其中 $p_1(y')$，$p_2(y')$分别是已知样本类型的隶属度函数，$p_{un}(y')$是除已知样本类型外的未知类型的隶属度函数。对于某一待诊断状态，AHNs 输出值为 y_0，$p_1(y_0)$，$p_2(y_0)$和 $p_{un}(y_0)$分别为 0.95，0.09 和 0，所以可以判断该状态为标示类型 1 对应的状态。

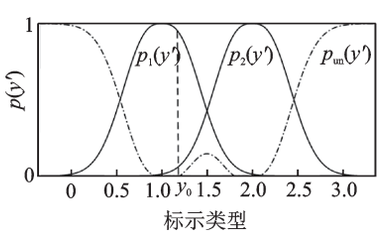


图 2 模糊诊断案例

Fig.2 Fuzzy diagnosis case

3 故障诊断方法验证

笔者设计了稳定状态下轮毂电机台架试验，并采集 3 种不同负载转矩下轮毂电机的振动信号，经数据预处理后输入到轮毂电机模糊诊断系统中，进而验证本研究所设计的模糊诊断系统的有效性。

3.1 轮毂电机台架试验

图 3 为稳定状态下轮毂电机试验台架系统，主要由轮毂电机、磁粉制动器、供电系统、控制系统和数据采集系统 5 部分构成。

转子轴承的局部磨损是轮毂电机典型的机械故障之一，试验根据轮毂电机通用安全要求，分别定制 3 种典型轴承磨损故障的轮毂电机，具体为外圈故障、内圈故障和滚动体故障，在相同的外界条件下依次更换进行试验。为模拟负载转矩，磁粉制动器被控制实现 10 N•m 和 30 N•m 负载转矩。试验中，直接利用实车的车载供电系统供电，并利用 STM32

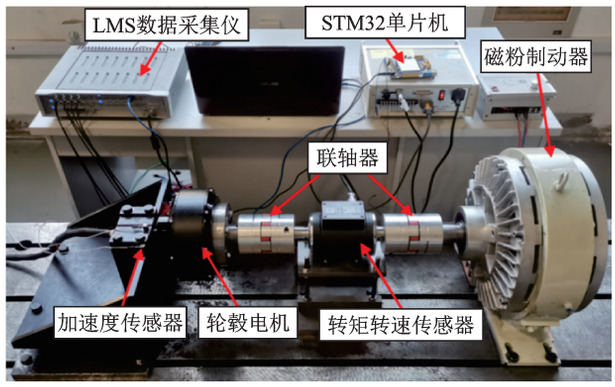


图 3 轮毂电机试验台架系统

Fig.3 In-wheel motor test bench system

单片机定量模拟踏板油门，控制轮毂电机稳定在 100，300，500 和 700 r/min 转速下，利用加速度传感器和 LMS 数据采集仪记录振动信号，采样频率为 12.8 kHz，采样时间为 60 s。

3.2 特征参数及其离散化

为了能够有效诊断轮毂电机运行状态，通常提炼振动信号的特征成为特征参数，来表征轮毂电机的运行状态。文献[14]提出了一种综合权重诊断指标法(synthetic weight detection index，简称 SWDI)选取灵敏度较高的特征参数，来提高系统的诊断精度。基于此方法，笔者从多个振动信号的特征参数中选取了均方根值 P_1、频谱的歪度 P_2和波形的稳定性指数 P_3来表征轮毂电机运行状态。

为了提高诊断系统的泛化性和响应速度，将试验数据提炼成特征参数后进行离散化处理。基于式(1)将特征参数的区间划分数分别设置为 2～180，进行不同程度的离散化处理，选取其中 60% 作为训练样本集，剩余 40% 作为测试样本集，以支持向量机(support vector machine，简称 SVM)为工具分析特征参数的不同程度离散化处理对模型识别精度和训练时间的影响，结果如图 4 所示。

随着区间划分数的增加，SVM 模型识别精度先

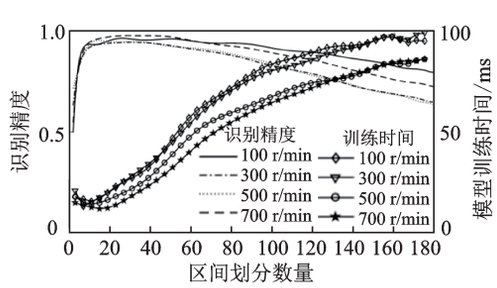


图 4 不同离散化程度下识别精度和训练时间

Fig.4 Recognition accuracy and training time at different discretization levels

增后减，模型的训练时间也逐渐增加，当划分区间数在[15，40]范围内时，模型识别精度最佳，因此笔者选取30作为最佳的区间划分数，将特征参数P_1，P_2，P_3分别做离散化处理，得到离散化后特征参数记为f_1，f_2，f_3。

3.3　基于AHNs的模糊诊断系统

基于上述获得的离散化特征参数，联合转速建立向量(f_1,f_2,f_3,v)作为输入，用整数1，2，3，4分别表示轮毂电机正常状态、滚动体故障、内圈故障和外圈故障的4种状态作为输出，搭建轮毂电机机械故障模糊诊断系统，如图5所示。

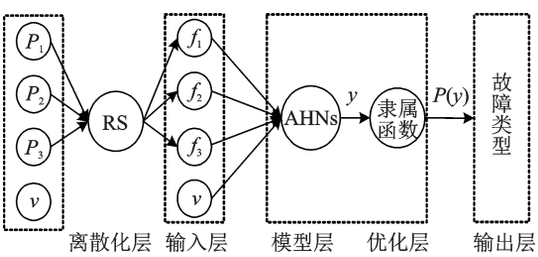


图5　轮毂电机机械故障模糊诊断系统

Fig.5　Fuzzy diagnosis system for mechanical failure of in-wheel motor

选取任意转速和负载转矩下的60%试验数据作为训练样本集对AHNs模型进行学习，其中学习率η为0.1，容差值ε为0.05，最大迭代次数为200。然后将训练样本集中参数输入到学习后的AHNs模型中得到输出状态值y'，并基于式(12)～(14)计算出轮毂电机4种状态的隶属度函数。图6显示了100 r/min转速下轮毂电机4种状态对应的隶属度函数曲线示例。

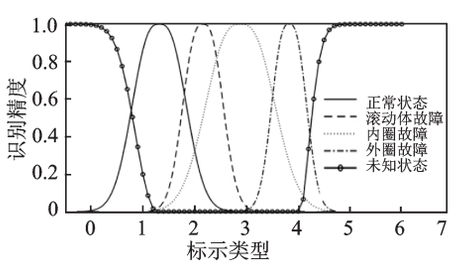


图6　100 r/min转速下轮毂电机各状态的隶属度函数

Fig.6　Membership function of each state of in-wheel motor at 100 r/min

将剩余40%试验数据作为测试样本集，输入该模糊诊断模型，即可获得各状态的诊断概率。诊断结果显示100 r/min转速下该方法的整体识别精度达到86.81%。类似的对于300，500和700 r/min这3种转速下的试验数据进行同样的处理，可以得到轮毂电机各状态在不同转速下基于本研究方法的识别精度，如图7所示。测试样本集整体识别精度达到86.42%，仅有不到两成在80%以下，表明该方法可以有效实现复杂工况下轮毂电机状态识别。

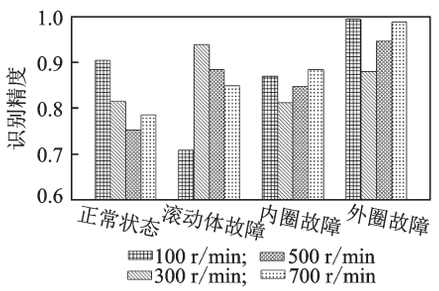


图7　不同转速下轮毂电机各状态的识别精度

Fig.7　Recognition accuracy of each state of in-wheel motor at different speeds

为了进一步验证所提方法的有效性，选择与传统AHNs，SVM[15]和BP神经网络(back propagation neural networks，简称BPNN)[16]这3种分类器进行比较。使用相同的试验数据分别进行学习和测试，各分类器识别精度对比如图8所示。由图可知，笔者所提出方法的识别精度仅在个别具体故障状态下不是最优，且对于轮毂电机所有状态类型的识别精度均保持在0.8以上，较其他方法而言具有更好的泛化性和鲁棒性。

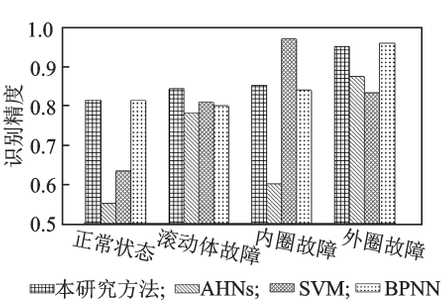


图8　各种分类器识别精度对比

Fig.8　Comparison of recognition accuracy of various classifiers

4　结　论

1) 针对振动信号特征参数区分度不高，诊断系统的响应速度慢、泛化性差的问题，提出了一种基于RS理论的特征参数离散化方法，淡化了特征参数局部差异性，简化了样本集。

2) 针对AHNs模型输出状态值的模糊性，提出了一种基于模糊理论的AHNs模糊诊断法，有效提高了复杂工况下轮毂电机机械故障诊断系统的泛化

性和鲁棒性。

3）设计了轮毂电机台架试验，验证了所提方法，并与其他方法进行比较。结果表明，该方法提高了轮毂电机状态识别精度，能够有效实现轮毂电机机械故障在线监测。

参 考 文 献

[1] LI K, PING X, WANG H, et al. Sequential fuzzy diagnosis method for motor roller bearing in variable operating conditions based on vibration analysis[J]. Sensors, 2013, 13(6): 8013-8041.

[2] XUE H, LI Z, WANG H, et al. Intelligent diagnosis method for centrifugal pump system using vibration signal and support vector machine[J]. Shock and Vibration, 2014, 2014: 407570.

[3] MEHMET S, RAIF B, YILMAZ U. Real-time monitoring and fault diagnosis of a low power hub motor using feedforward neural network[J]. Computational Intelligence and Neuroscience, 2016, 2016: 7129376.

[4] 潘汉明，雷良育，王子辉. 基于小波分析的电动汽车轮毂电机永磁体故障诊断[J]. 中国机械工程，2016，27(11)：1488-1492.
PAN Hanming, LEI Liangyu, WANG Zihui. Fault diagnosis of permanent magnets for electric vehicle hub motors based on wavelet analysis[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(11): 1488-1492. (in Chinese)

[5] 李仲兴，陈震宇，薛红涛，等. 基于DBNs的轮毂电机机械故障在线诊断方法[J]. 振动、测试与诊断，2020，40(4)：643-649.
LI Zhongxing, CHEN Zhenyu, XUE Hongtao, et al. On-line diagnosis method of in-wheel motor mechanical faults based on DBNs[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(4): 643-649. (in Chinese)

[6] 赵志宏. 基于振动信号的机械故障特征提取与诊断研究[D]. 北京：北京交通大学，2012.

[7] 李阳锋. 基于粗糙集理论的数据预处理研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨理工大学，2008.

[8] 陈昊，张旻，杨俊安. 基于粗糙集理论的属性离散化算法[J]. 计算机工程与应用，2008(13)：30-32.
CHEN Hao, ZHANG Min, YANG Junan. Attribute discretization algorithm based on rough set theory[J]. Computer Engineering and Applications, 2008(13): 30-32. (in Chinese)

[9] 陈金杰. 基于粗糙集和神经网络的内燃机转子振动故障诊断方法研究[J]. 内燃机，2018(3)：46-48，53.
CHEN Jinjie. Research on vibration fault diagnosis method of internal combustion engine rotor based on rough set and neural network[J]. Internal Combustion Engines, 2018(3): 46-48, 53. (in Chinese)

[10] 张一朦. 基于粗糙集与模糊神经网络的滚动轴承故障诊断研究[D]. 大连：大连交通大学，2018.

[11] 林琳，陈志英. 基于粗糙集神经网络和振动信号的高压断路器机械故障诊断[J]. 电工技术学报，2020，35(S1)：277-283.
LIN Lin, CHEN Zhiying. Mechanical fault diagnosis of high voltage circuit breaker based on rough set neural network and vibration signal[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2020, 35(S1): 277-283. (in Chinese)

[12] PONCE H, GUTIERREZ S. An indoor predicting climate conditions approach using internet-of-things and artificial hydrocarbon networks[J]. Measurement, 2019, 135: 170-179.

[13] PONCE H, PECHUAN M, VILLASENO M. A flexible approach for human activity recognition using artificial hydrocarbon networks[J]. Sensors, 2016, 16(11): 1715.

[14] 陈震宇. 基于DBNs的轮毂电机轴承故障在线诊断方法研究[D]. 镇江：江苏大学，2019.

[15] LUO Q, ZHANG R, Li Y, et al. Gyroscope fault diagnosis using fuzzy SVM to unbalanced samples[J]. Transactions of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015, 32(1): 16-21.

[16] 王丽娜，徐培. 基于BP神经网络的汽车传动轴损伤分析[J]. 汽车实用技术，2020(12)：125-128.
WANG Lina, XU Pei. Automobile shaft damage analysis based on BP neural network[J]. Automobile Applied Technology, 2020(12): 125-128. (in Chinese)



第一作者简介：薛红涛，男，1978年9月生，博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为信号处理、特征提取、状态识别、人工智能及智能网联汽车安全和故障诊断自动化技术。曾发表《A fuzzy system of operation safety assessment using multimodel linkage and multistage collaboration for in-wheel motor》（《IEEE Transactions on Fuzzy Systems》2022，Vol.30，No.4）等论文。
E-mail：xueht@ujs.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.014

翼面热静气动弹性的流固热交错迭代耦合分析*

常 斌[1], 黄 杰[1,2], 姚卫星[1,2]
(1.南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京,210016)
(2.南京航空航天大学飞行器先进设计技术国防重点学科实验室 南京,210016)

摘要 提出了一种针对高超声速翼面热静气动弹性的流固热交错迭代数值耦合方法,其充分考虑了气动环境(气动力和气动热)与结构变形之间的耦合、气动热与结构温度场之间的耦合以及温度场对结构刚度的影响。气动环境采用计算流体力学方法求解,结构传热和变形采用有限元法求解,在耦合面采用基于控制面的双向映射插值方法进行壁面热流、壁面温度、气动力以及翼面变形的数据传递,并应用该耦合方法进行了高超声速翼面热静气动弹性分析。结果表明,热环境造成翼面结构刚度降低,导致热环境下翼面变形明显大于常温(300 K)时的分析结果,且马赫数越大,两者之差越大。

关键词 高超声速翼面;热静气动弹性;交错迭代;耦合分析;数据传递
中图分类号 O324;TH128

引 言

翼面的静气动弹性是飞行器设计必须考虑的问题,它涉及到气动力与结构弹性变形之间的耦合。随着飞行器速度越来越快,气动加热引起翼面结构温度升高[1-3],导致翼面结构刚度发生变化[4-5],并由此提出了热静气动弹性的问题,热静气动弹性的研究对高超声速飞行器的设计至关重要。

最早的高超声速翼面热静气动弹性分析方法假设翼面结构具有均匀的温度场分布,分析不同温度下的翼面热刚度,并在此热刚度下进行翼面的静气动弹性分析。随着气动热分析技术研究的深入,一些学者采用以Eckert参考焓法[6]为代表的工程近似方法分析翼面气动热问题,将分析获得的翼面热流作为边界条件,并通过有限差分法等求解热传导方程获得翼面温度场分布,再研究翼面的热刚度和热静气动弹性[7-8]。以上传统翼面热静气动弹性分析方法的计算精度较差,已无法满足现代及未来高超声速飞行器热静气动弹性的分析要求。传统方法最主要的缺点是未考虑结构温度场对气动热的反馈效应。实际上气动热与结构温度场之间存在着强烈的耦合效应,但传统分析方法仅考虑了气动热引起的结构温度场升高,而未考虑翼面温度升高后对壁面热流的影响。

随着计算流体力学(computational fluid dynamics,简称CFD)、数值传热学(numerical heat transfer,简称NHT)及计算结构动力学(computational structural dynamics,简称CSD)的发展,近年来一些学者通过CFD和NHT之间的耦合分析求解结构温度场,研究热环境对结构热刚度的影响,最后通过CFD和CSD之间的耦合分析求解热静气动弹性响应[9-10]。该方法分2步计算,能获得精确的壁面热流和结构温度场,并准确评价翼面结构热刚度,具有计算精度高的特点。由于CFD与NHT的耦合以及CFD与CSD的耦合需要进行2次CFD计算,故该方法还存在计算效率较低的缺点。此外该方法也无法考虑翼面变形对气动热带来的影响,因此需要一种兼顾计算精度和计算效率的耦合分析方法。

笔者提出了一种针对高超声速翼面热静气动弹性的流固热交错迭代耦合方法,其主要特点是能考虑翼面变形对气动热的影响,且不需要像传统热静气动弹性耦合方法分2步求解,并且利用该方法进行了典型高超声速翼面热静气动弹性问题的分析。

1 流体和结构传热控制方程

流体动力学的控制方程为Navier-Stokes方程,

* 国家自然科学基金资助项目(52002181);江苏高校优势学科建设工程资助项目
收稿日期:2020-01-08;修回日期:2020-04-10

其在直角坐标系下的积分形式为

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_V \boldsymbol{W}\mathrm{d}\Omega+\oint_{\partial V}(\boldsymbol{F}_c-\boldsymbol{F}_v)\boldsymbol{n}\mathrm{d}S=0 \tag{1}$$

其中：$\boldsymbol{W}$为守恒向量；$\boldsymbol{F}_c$为对流通量；$\boldsymbol{F}_v$为黏性通量；dS为控制体V的边界面；$\boldsymbol{n}$为边界面dS的外法线单位向量。

Navier-Stokes方程中对流通量$\boldsymbol{F}_c$的空间离散采用AUSM+格式[11]，黏性通量$\boldsymbol{F}_v$的空间离散采用中心差分格式，湍流模拟采用Menter's SST k-ω两方程模型[12]，时间推进采用LU-SGS格式[13]，且采用聚合多重网格法[14]加速收敛。

翼面结构传热分析的控制方程为

$$\rho c\frac{\partial T}{\partial t}=\frac{\partial}{\partial x}\left(k_x\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k_y\frac{\partial T}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(k_z\frac{\partial T}{\partial z}\right) \tag{2}$$

其中：k_x，k_y和k_z分别为材料在x，y和z方向的导热系数；ρ和c分别为结构材料的密度和比热容。

翼面结构传热分析的边界条件包括壁面热流Q_w和壁面辐射热流Q_r，其表达式为

$$-k\left.\frac{\partial T}{\partial n}\right|_w=Q_w(x,y,z,t) \tag{3}$$

$$Q_r=\varepsilon\sigma T_w^4 \tag{4}$$

其中：ε为表面发射率；σ为玻尔兹曼常数；T_w为壁面温度。

笔者采用有限元法进行翼面结构传热及变形的分析。

2 交错迭代耦合分析方法

高超声速飞行器做定常飞行时，翼面所受的气动力和气动热均稳定，其可通过数值方法计算同时得到，因此统称为气动环境。翼面热静气动弹性分析中主要存在2种耦合效应：①气动环境中的气动热与结构传热之间的耦合效应，当气动热作用于翼面时，翼面结构温度升高，翼面结构温度的升高导致边界层内气体与壁面温度的梯度减小，即气动热效应将减弱；②气动环境中的气动力与结构变形之间的耦合效应，当气动力作用于翼面时，翼面产生变形，变形会造成气动力重分布。此外，翼面变形也会造成壁面热流的重分布，且热环境还会影响翼面结构刚度（材料刚度和热应力引起的附加几何刚度），进而影响结构变形。笔者考虑以上所述的耦合效应，而忽略其他次要因素，建立了如图1所示的翼面热静气动弹性分析耦合模型。

根据图1中的耦合模型，笔者采用流固热交错迭代耦合方法进行高超声速翼面热静气动弹性的研究，交错迭代耦合方法如图2所示，图中的i为耦合迭代步。采用CFD方法进行翼面气动力和气动热的计算，采用NHT方法进行翼面结构温度场的计算，采用CSD方法进行翼面结构变形的计算，其中CFD方法基于有限体积法，而NHT和CSD方法均基于有限元法。流固热交错迭代耦合方法的基本假设和特点如下：

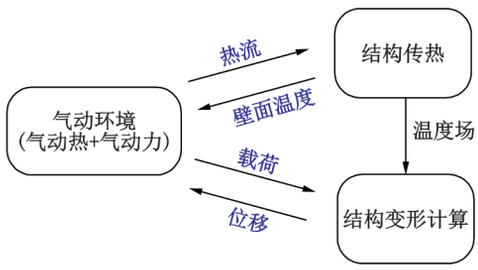


图1 耦合模型

Fig.1 Coupled model

1）在流场计算过程中（气动力和气动热）翼面结构参数（结构变形和壁面温度）保持不变，同理在结构计算过程中（结构变形和壁面温度）翼面气动环境（气动力和气动热）保持不变；

2）只需进行一次耦合分析即可获得翼面气动力、壁面热流、温度场和结构变形的全部稳态结果。

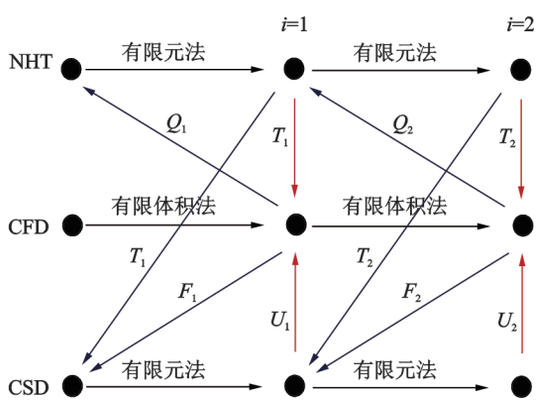


图2 交错迭代耦合方法

Fig.2 Staggered iterative coupled method

翼面热静气动弹性的交错迭代耦合方法分析流程如图3所示，其主要步骤为：

1）首先建立CFD，NHT和CSD数值分析模型，通过CFD分析获得初始气动力和壁面热流；

2）进行第i步的CFD计算，将计算获得的气动力F_i和壁面热流Q_i分别传递给CSD模型和NHT模型；

3）进行第i步的NHT计算，将计算获得的翼面结构温度场T_i传递给CSD模型，并更新翼面结构刚度；

4）进行第 i 步的CSD计算，将获得的翼面表面位移 U_{wi} 及表面温度 T_{wi} 传递给CFD模型，并进行流体网格变形；

5）若翼面结构变形和温度场均收敛，则结束迭代。否则重复步骤2～4，直至结果收敛，结束分析。

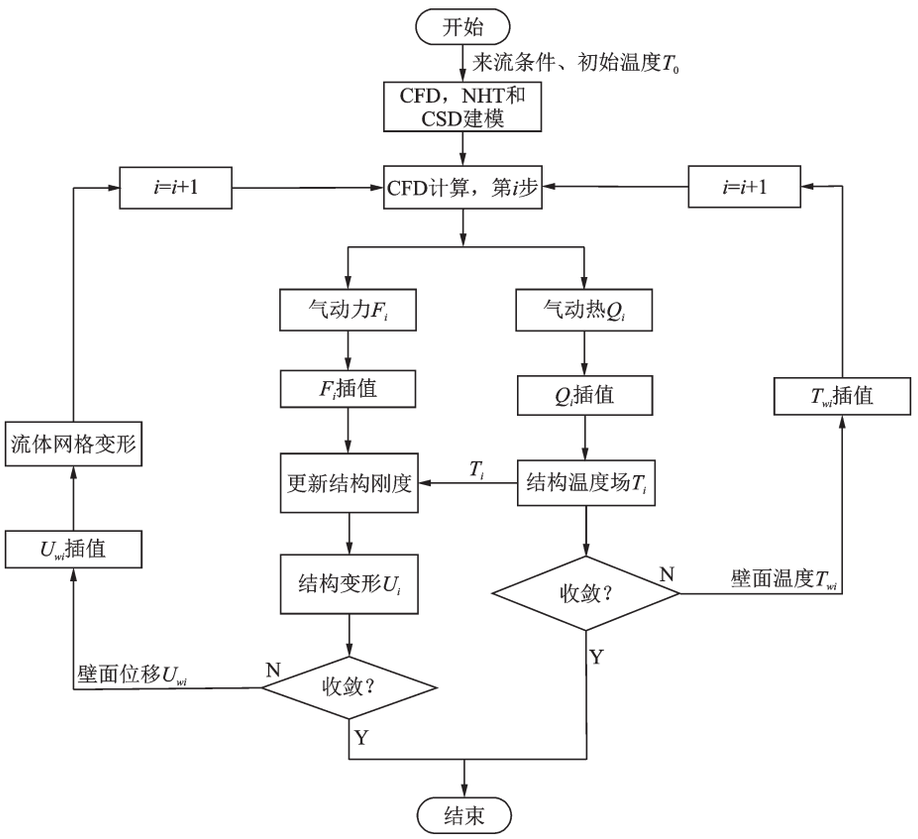


图3　交错迭代耦合分析流程

Fig.3　Staggered iterative coupled analysis process

由于流场和结构的网格尺寸相差较大，耦合变量需要在耦合面上通过插值算法实现数据的传递。笔者采用文献[15]中的基于控制面的双向映射插值方法进行壁面热流、壁面温度、气动力以及翼面变形的数据传递。此外为了加速收敛，在流场计算中引入了子迭代。

目前还没有热静气动弹性的标准试验，且翼面热静气动弹性分析的核心是精确计算气动热和结构温度场，故笔者采用NASA的高超声速空心圆管模型[16]进行气动热和结构温度场计算精度的验证。文献[17]已经进行了空心圆管模型的耦合计算，外壁面热流和温度分布的计算结果与试验结果吻合良好，验证了计算精度。

3　翼面热静气动弹性分析

3.1　计算模型

笔者采用小展弦比翼面进行热静气动弹性的分析，其平面和剖面如图4所示。小展弦比翼面来源于F104战斗机机翼，图中参数 C 为翼根弦长。假设高超声速自由来流马赫数从6增加至9，飞行高度为10 km，攻角为0.5°，且整个翼面结构的初始温度为300 K。划分了流场的结构网格，网格量约为80万，为了保证翼面热流的计算精度，壁面第1层网格高度小于 1×10^{-5} m，图5为CFD计算网格及结构传热和变形分析的翼面结构表面计算网格。笔者假设翼面前缘为耐高温碳/碳复合材料结构，其导热系数、弹性模量和热膨胀系数分别为42 W/(m•K)，95 GPa和 4×10^{-6} K^{-1}。翼面其他部位采用TA7耐高温钛合金结构，材料密度为 4.4×10^{3} kg/m^{3}，但材料导热系数、弹性模量和热膨胀系数均与温度相关，可参考文献[15]。文献[15]进行了翼面的CFD和NHT耦合计算，获得了结构温度场，并研究了在热环境下弹性模量和热应力对模态的影响。笔者考虑了气动热、气动力、结构传热和结构变形，是典型的热静气动弹性问题。翼面外表面有高辐射率的涂

层,其发射率为0.85。此外流场计算中引入了子迭代,子迭代步数设置为30。

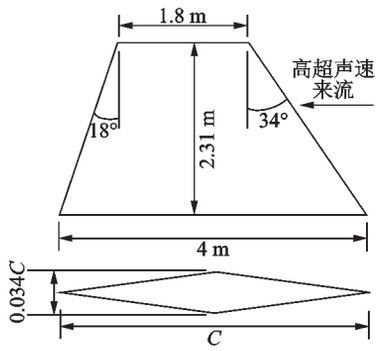


图4 小展弦比翼面的平面和剖面

Fig.4 Platform and cross-sectional views of the low aspect ratio wing

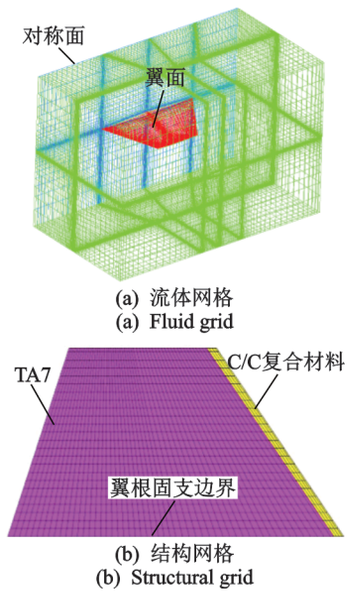


图5 计算网格

Fig.5 Computational grids

3.2 翼面热环境及热静气动弹性变形

笔者通过流固热交错迭代耦合方法获得了马赫数从6增加至9的计算结果。翼面结构温度场和翼面变形均在25步以内达到收敛状态。图6给出了其表面温度云图,结果表明在不同马赫数下计算获得的翼面结构温度分布情况相似。由于翼面前缘当量半径很小,故该部位的壁面热流和温度最高,且往下游翼面结构温度逐渐降低。此外马赫数从6增加到9,翼面结构最高温度从1 525.4 K上升到2 163.3 K,翼面结构最低温度从824.9 K上升到996.2 K。

热静气动弹性与常规静气动弹性的主要区别是热环境下翼面结构刚度会发生变化。首先,高温会直接影响材料的弹性模量,针对本研究采用的TA7耐高温钛合金材料,温度越高材料的弹性模量越低;其次,高温下翼面结构会膨胀,结构受到约束及内部温度分布不均匀时均会产生热应力。热应力的本质是预应力,预应力会造成几何非线性现象,即翼面结构会产生附加的几何刚度。因此,必须综合考虑热环境造成的材料弹性模量的降低及热应力引起的附加几何刚度才能准确计算翼面变形。

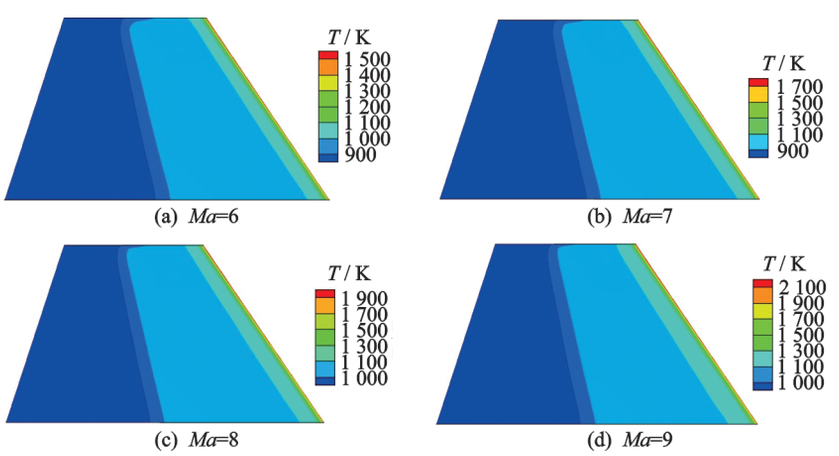


图6 不同马赫数下翼面结构温度场

Fig.6 Temperature field of wing for different Mach number

笔者通过流固热交错迭代耦合方法分析获得了马赫数从6增加至9的翼面法向(垂直于翼面方向)的热静气动弹性变形,其热环境下翼面法向位移如图7所示,结果表明在不同马赫数下翼面热静气动弹性变形情况相似。图8为300 K和热环境下翼面最大厚度处的法向位移沿展向的分布情况,图9为300 K和热环境下翼面法向最大位移随马赫数的变化情况。

由以上分析结果可知，随着马赫数的增加，翼面变形越大。此外在相同马赫数下，考虑热效应时翼面法向位移明显大于 300 K 时的分析结果。马赫数为 6，7，8 和 9 时，热环境下翼面法向最大位移分别比 300 K 时大 41.05%，51.10%，57.64% 和 63.28%，即马赫数越大，考虑热环境和不考虑热环境获得的翼面变形量之差越大。这是由于热环境下翼面结构刚度降低了，且马赫数越大翼面结构刚度下降越快，造成变形量迅速增加。

综上所述，进行高超声速翼面静气动弹性分析时必须考虑其热效应，热环境导致翼面结构刚度降低，造成翼面变形高于常温下的结果，应给予足够重视。

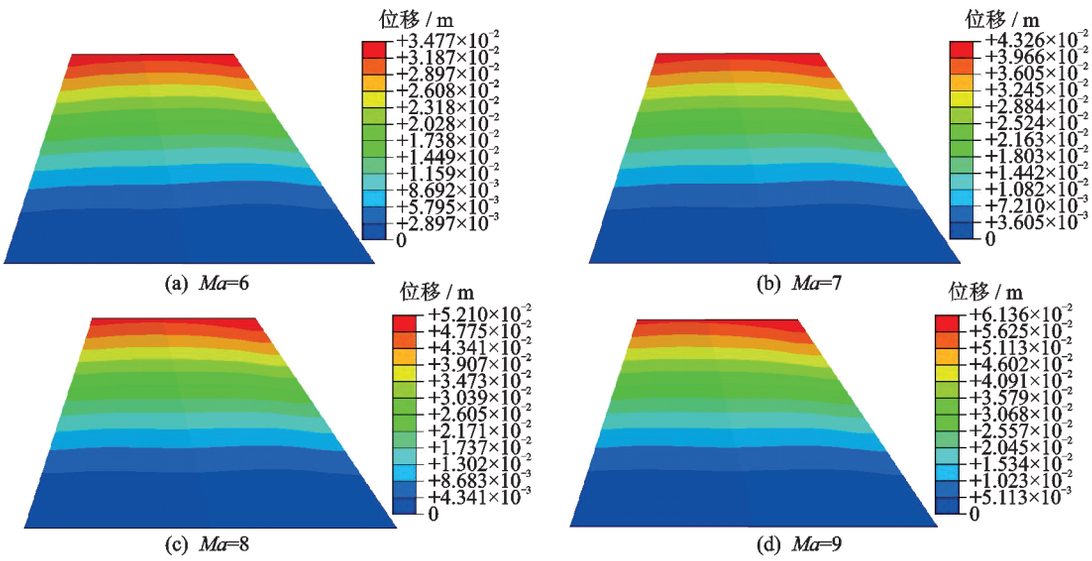


图 7　热环境下翼面法向位移

Fig.7　Normal displacements of wing under thermal environments

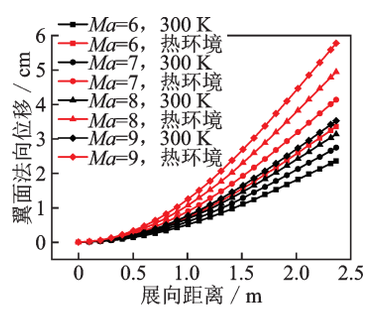


图 8　翼面法向位移沿展向分布情况

Fig.8　Normal displacements of wing along the spanwise direction

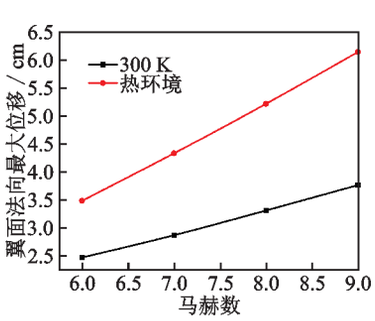


图 9　翼面最大法向位移

Fig.9　Maximum normal displacements of wing

4　结　论

1）提出了一种针对高超声速翼面热静气动弹性的流固热交错迭代数值耦合方法。该方法充分考虑了气动环境（气动力和气动热）与结构变形之间的耦合、气动热与结构温度场之间的耦合以及温度场对结构刚度的影响，能克服传统热静气动弹性耦合方法中未考虑翼面变形对气动热影响的缺点。

2）进行了翼面热静气动弹性分析，针对本研究的翼面结构形式和来流状态，热环境造成了翼面结构刚度下降，从而导致热环境下翼面法向最大位移比 300 K 时增加了 40% 以上，且马赫数越大，两者之差越大。因此，热环境对高超声速翼面的静气动弹性变形影响明显，在分析时必须考虑其影响才能获得准确的分析结果。

参　考　文　献

[1] KNIGHT D, CHAZOT O, AUSTIN J, et al. Assessment of predictive capabilities for aerodynamic

heating in hypersonic flow[J]. Progress in Aerospace Sciences,2017,90:39-53.

[2] LI J,CHEN H,ZHANG S,et al. On the response of coaxial surface thermocouples for transient aerodynamic heating measurements[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2017,86:141-148.

[3] VASIL-EVSKII S A,GORDEEV A N,KOLESNIKOV A F. Local modeling of the aerodynamic heating of the blunt body surface in subsonic high-enthalpy air flow: theory and experiment on a high-frequency plasmatron [J]. Fluid Dynamics, 2017, 52(1):158-164.

[4] 崔嵩,贺旭东,陈怀海. 一种热模态试验技术的研究[J]. 振动、测试与诊断,2013,33(S2):21-24.
CUI Song,HE Xudong,CHEN Huaihai. Test method research on thermal modal analysis[J]. Journal of Vibration,Measurement & Diagnosis,2013,33(S2):21-24.(in Chinese)

[5] 贺旭东,吴松,张步云,等. 热应力对机翼结构固有频率的影响分析[J]. 振动、测试与诊断,2015,35(6):1134-1139.
HE Xudong,WU Song,ZHANG Buyun, et al. Influence of thermal stress on vibration frequencies of a wing structure [J]. Journal of Vibration,Measurement & Diagnosis,2015,35(6):1134-1139.(in Chinese)

[6] RUBESIN M W,JOHNSON H A. A critical review of skin-friction and heat-transfer solutions of the laminar boundary layer of a flat plate[J]. Translations of the American Society of Mechanical Engineers, 1949, 71(4):383-388.

[7] 刘立刚,周凌,孙辉. 超音速导弹弹翼结构的气动热弹性分析[J].兵器装备工程学报,2015,36(5):28-34.
LIU Ligang, ZHOU Ling, SUN Hui. Aerodynamic thermal elasticity analysis of wing structure of hypersonic speed missle[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering,2015,36(5):28-34.(in Chinese)

[8] 刘磊,桂业伟,耿湘人,等. 高超声速飞行器热气弹静态问题研究[J]. 空气动力学学报,2013,31(5):559-563.
LIU Lei,GUI Yewei,GENG Xiangren,et al. Study on static aerothermoelasticity for hypersonic vehicle[J]. Atca Aerodynamica Sinica,2013,31(5):559-563.(in Chinese)

[9] CULLER A J,MCNAMARA J J. Studies on fluid-thermal-structural coupling for aerothermoelasticity in hypersonic flow[J]. AIAA Journal,2010,48(8):1721-1738.

[10] TANAKA M, OHNO S. B221 investigation of uncertainty quantification procedure in validation process of fluid-structure thermal interaction simulation code [J]. Journal of Materials Science Letters,2014,16(12):999-1001.

[11] LIOU M S. A sequel to AUSM: AUSM+[J]. Journal of Computational Physics,1996,129(2):364-382.

[12] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994,32(8):1598-1605.

[13] YOON S, JAMESON A. Low-upper Gauss-Sediel method for the Euler and Navier-Stokes equations[J]. AIAA Journal,1988,26(9):1025-1026.

[14] ZHAO Y. Computation of complex turbulent flow using matrix-free implicit dual time-stepping scheme and LRN turbulence model on unstructured grids[J]. Computers and Fluids,2004,33(1):119-136.

[15] 黄杰,姚卫星. 翼面热环境的并行迭代耦合方法及热模态分析[J]. 振动、测试与诊断,2019,39(4):752-759.
HUANG Jie,YAO Weixing. Parallel iterative coupled method for thermal environment of wing and analysis of thermal modal[J]. Journal of Vibration,Measurement & Diagnosis,2019,39(4):752-759.(in Chinese)

[16] WIETING A R. Experimental study of shock wave interference heating on a cylindrical leading edge[R]. Hampton, Virgina: NASA Langley Research Center, 1987.

[17] 黄杰,姚卫星. 基于分区迭代推进方法的锥体热环境研究[J]. 南京航空航天大学学报,2019,51(1):90-97.
HUANG Jie,YAO Weixing. Thermal environment of cone body based on division iterative marching method [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics,2019,51(1):90-97.(in Chinese)



第一作者简介:常斌,男,1973年11月生,研究员。主要研究方向为飞行器设计的相关技术。曾发表《舰载直升机的研究现状与发展趋势》(《飞行力学》2016年第34卷第3期)等论文。
E-mail:737343134@qq.com

通信作者简介:黄杰,男,1989年4月生,副研究员。主要研究方向为高超声速飞行器设计技术。
E-mail:jiehuangxyz@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.015

螺杆挤压-旋转式磁流变阻尼器力学特性研究*

曾泽璀[1,2]， 张 磊[2]， 闫 明[1]， 董小闵[3]
（1.沈阳工业大学机械工程学院 沈阳，110870）
（2.海军研究院 北京，100161）
（3.重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆，400044）

摘要 传统的磁流变阻尼器所产生的阻尼力通常与驱动速度相关，呈现出黏性阻尼特征。为获得具有库伦阻尼特征的磁流变阻尼器，提出一种具有大尺寸的螺杆挤压的旋转式磁流变阻尼器（screw-rotary magneto-rheological damper，简称SR-MRD）并对其进行力学特性研究。首先，通过分析SR-MRD的结构原理，并基于平板模型来建立各个流体通道的速度分布；其次，基于Herschel-Bulkley模型建立SR-MRD流体力学模型，计算SR-MRD内部压力差以及扭转剪切力；然后，根据SR-MRD流体力学模型计算阻尼力矩，并分析各项关键参数对阻尼力矩的影响；最后，通过加工制作原理样机完成振动试验，验证力学模型的有效性以及阻尼器的实际输出阻尼力矩性能。研究结果表明：SR-MRD试验阻尼力矩与理论计算值基本符合；与传统的旋转式阻尼器相比，不仅能够产生较大的阻尼力矩，而且还具备明显的库伦阻尼特征。

关键词 磁流变；库伦阻尼；Herschel-Bulkley模型；旋转式阻尼器
中图分类号 TH122

引 言

随着智能控制技术和智能结构或材料的发展，给复杂结构在各种复杂振动冲击环境下的振动响应抑制带来了契机。Zhu等[1]对传统的磁流变阻尼器结构设计以及应用状况进行了概述。以磁流变材料为代表的智能材料在众多工程应用领域得到了广泛的应用，其具有响应速度快、可重复性高及动态范围广的特点[2-4]。根据不同的应用场合，可以选择相应的磁流变阻尼器的工作模式来匹配，从而提高磁流变阻尼器的工作效率[5-6]。为了能够准确描述磁流变阻尼器的力学特性，需要建立准确的模型。常用于描述磁流变阻尼器准静态特性的本构模型主要包括Bingham模型和Herschel-Bulkley模型[7-8]，其中Herschel-Bulkley模型能够反映流体的剪切稀化特性和剪切稠化特性，因此该模型也被经常用于磁流变阻尼器的建模当中[9]。

传统的剪切式磁流变阻尼器结构形式有限，一般其所产生的阻尼力与驱动速度相关，均体现出黏性阻尼特征[10]。为增加剪切磁流变阻尼器的有效输出阻尼，通过增加结构尺寸是一个有效的方法[11]。Imaduddin等[12]总结了传统旋转式磁流变阻尼器的结构形式，并描述了大量的混合式旋转磁流变阻尼器结构及其应用领域。

近年来，许多专家学者为了进一步研究磁流变液体的特性，对许多混合模式下的磁流变阻尼器进行了研究，从而为提高阻尼力矩寻求物理依据[13]。Dong等[14]研究了轴向挤压对磁流变阻尼器的影响，发现通过适当增加轴向挤压压力能够提高阻尼器的阻尼力矩。文献[15]将螺旋结构应用于磁流变阻尼器中，研究了磁流变液体在螺旋流动状态下的力学特性。于建强[16]基于螺杆结构设计了一种新型的磁流变阻尼器，发现该结构下的磁流变阻尼器与传统剪切式旋转阻尼器相比在性能上有所提升。Yu等[17]对螺旋式磁流变阻尼器进行了参数优化设计，并通过试验证明该阻尼器具有较高的阻尼力矩输出效率。上述研究说明通过改进结构能够提高磁流变阻尼器在有限空间内的阻尼力矩，但是阻尼器仍然表现出黏性阻尼特征。在实际工程应用中，库伦阻尼不仅能够有效地消耗系统能量，而且其与速度之间无直接相关，能够在保证加速度响应较小的情况下，最大限度地耗散系统能量，相对黏性阻尼具有一定的优势。因此，获得具有库伦阻尼特征的磁流变阻尼器具有十分重要的意

* 国家自然科学基金资助项目（11902356）
收稿日期：2020-03-17；修回日期：2020-06-18

义。与传统的阻尼器结构相比，基于螺杆挤压的SR-MRD能够有效地提高阻尼器的阻尼力矩，降低阻尼器阻尼力矩与扭转角速度之间的相关性。因此，本研究提出具有大尺寸的SR-MRD结构来获得阻尼器的库伦阻尼特征。

1　SR-MRD阻尼器结构原理

传统的磁流变阻尼器主要有3种工作模式，分别为流动式、剪切式和挤压式，如图1所示[1]。研究人员为了提升磁流变阻尼器的极限性能，对磁流变阻尼器传统的工作模式进行混合，从而演变出流动-剪切、挤压-剪切等混合模式。

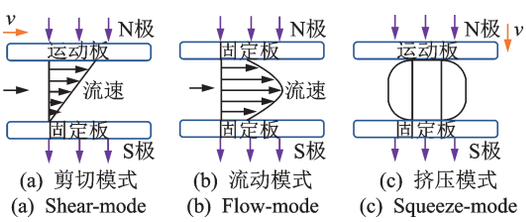


图1　传统磁流变阻尼器工作模式

Fig.1　Working mode of traditional MRD

笔者所研究的SR-MRD属于流动模式和剪切模式的组合。在SR-MRD中磁流变液体的流动方向与剪切运动方向夹角为90°，其既不同于传统的3种工作模式，也不同于常见的混合模式。SR-MRD工作原理如图2所示。该阻尼器是委托重庆大学加工的定制产品。

由图2可知，SR-MRD由螺杆、定子、转子、阻尼器外缸及通电线圈组成，在SR-MRD中一共含有3个流动通道。定子和阻尼器外缸与基座连接固定不发生转动，其中定子含有2个线圈槽，当槽内的线圈通电，定子就会产生磁场影响通道2和通道3中的磁流变液体。螺杆与转子相连接，可以相对定子和阻尼器外缸转动，二者同步转动和停止，具有相同的角速度。

当螺杆发生转动时，螺杆将推动螺杆腔内的磁流变液体流动，并且通过通道2和通道3发生流动，

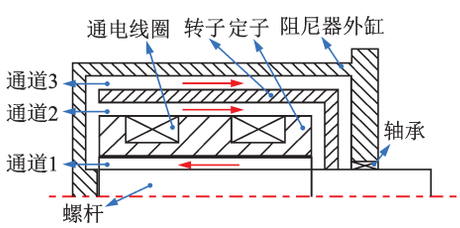


图2　SR-MRD工作原理

Fig.2　Working principle of SR-MRD

因此在通道2和通道3两侧存在一定的压强差，该压强差会产生一定的阻尼力矩。另外，当转子与定子发生相对转动时，通道2和通道3中的磁流变液体将发生周向剪切作用，从而产生一定的剪切阻尼力。因此，SR-MRD的阻尼力矩主要受到剪切力和压强差的影响，这一工作原理与传统磁流变阻尼器不同，如图3所示。

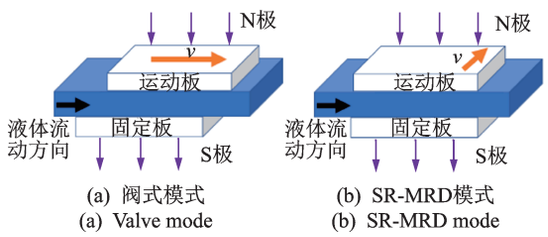


图3　磁流变阻尼器工作模式对比

Fig.3　Comparison chart of working mode of MRD

图3(a)为传统的阀式磁流变阻尼器工作模式，其流动剪切力方向与平板运动剪切力方向相反，二者力的方向夹角为180°；图3(b)为SR-MRD工作模式，其运动平板移动方向与轴向压差方向间的夹角为90°。由于受到周向相对转动和轴向挤压的影响，通道2和通道3中的流体受到2个驱动力的作用：①由压强差所产生的轴向驱动力；②由周向剪切力产生的周向驱动力。所以，SR-MRD内液体的实际流动方向为图4所示的M方向，其剪切力分布情况如图5所示。

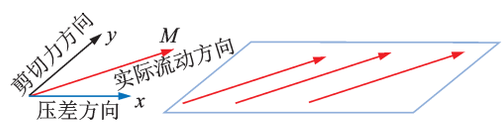


图4　SR-MRD液体流动方向

Fig.4　Flowing direction of SR-MRD fluid

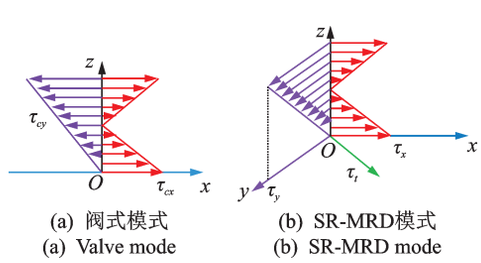


图5　磁流变液体剪切合力

Fig.5　Shear force analysis of MRD

由图4可知，SR-MRD具有2个方向上的作用力，其产生的原因如下：①由于间隙通道两端的压力差所引起的x方向(轴向)上的液体流动；②由于定子与转子之间的相对转动所引起的y方向(周向)的

剪切运动。在这2个力的耦合作用下，磁流变液体的实际流动方向为M方向，其流动速度为

$$v_M=\sqrt{v_x^2+v_y^2} \tag{1}$$

图5中，紫色线为剪切模式所产生的应力分布，红色线为流动模式所产生的应力分布。由图5(a)可见，阀式磁流变阻尼器的剪切模式与流动模式所产生的剪切力平行于同一轴线，二者的剪切力合力可以近似为线性叠加；由图5(b)可见，剪切模式与流动模式所产生的剪切力夹角为90°，因此二者的剪切合力为

$$\tau_t=\sqrt{{\tau_x}^2+{\tau_y}^2} \tag{2}$$

传统阀式阻尼器的剪切合力为

$$|\tau_{ct}|=|\tau_{cx}-\tau_{cy}| \tag{3}$$

通过对比式(2)和式(3)，可以发现当阻尼器中流体的流动模式和剪切模式所对应的剪切力为固定值时，SR-MRD的剪切合力要大于传统阻尼器，即

$$\tau_t=\sqrt{{\tau_x}^2+{\tau_y}^2}>|\tau_{ct}|=|\tau_{cx}-\tau_{cy}| \tag{4}$$

其中：剪切力的符号均为正值。

值得注意的是，同一种磁流变液体，在相同的磁场强度下，其屈服强度相同。因此，与传统的旋转式磁流变阻尼器相比，SR-MRD所产生的剪切合力更大，能够更容易达到剪切屈服状态并且保持恒定的阻尼力。这为SR-MRD的库伦阻尼特征提供了物理基础。

2　动力力学模型

在SR-MRD工作过程中，通道2和通道3内的工作模式为混合模式，即剪切模式和流动模式的组合。针对螺旋式扭转磁流变阻尼器，已有专家学者利用Bingham模型进行建模并分析阻尼特性[17]。考虑到磁流变液体的剪切稀化特性，笔者利用Herschel-Bulkley模型对SR-MRD进行建模并分析其阻尼器特性。

2.1　SR-MRD流量计算

当SR-MRD逆时针转动时，其液体流动方向为图2所示的红色箭头方向；当顺时针转动时，液体流动方向与其相反。由于SR-MRD在顺时针与逆时针转动工作条件下所产生的阻尼力矩效果基本相同，因此这里以逆时针转动的工作情况为例，对其进行说明。当螺旋杆逆时针转动时通道1分为2个腔，1个挤压腔和1个吸入腔。为了简化计算，假设螺杆每转动1圈所吸入和排出的液体体积相同，且与螺杆参数相关，包括：螺旋升角θ、导程L、大径R_1、小径R_2、齿间距b及齿高h_c。当螺旋杆转动1周、其扭转角为360°时，则轴向推进距离为导程$L=nS$，其中：n为螺旋头数；S为螺距。由于所采用的螺杆为单头螺杆，则$n=1$。因此，螺旋杆转动1周所输送的流量体积为

$$V=bh_c\sqrt{(R_1+R_2)^2\pi^2+L^2} \tag{5}$$

流量与旋转角速度的关系为

$$Q(w)=\frac{wbh_c\sqrt{(R_1+R_2)^2\pi^2+L^2}}{2\pi} \tag{6}$$

SR-MRD在外部阻尼力矩的作用下，当扭转角速度为w时，就有对应的$Q(w)$经过通道2和通道3。

2.2　流体力学分析

由于通道2和通道3区别在于磁场强度以及通道半径不同，这里以通道2为例，对该通道内的液体流动速度以及压强差剪切力情况进行计算，通道3的相关力学模型可以同理类推。笔者考虑磁流变液体的剪切稀化动态力学特性，利用Herschel-Bulkley模型[18]来描述

$$\tau=\left[\tau_0(H)+K\left|\dot{\gamma}^{\frac{1}{m}}\right|\right]\mathrm{sgn}(\dot{\gamma}) \tag{7}$$

其中：τ_0为屈服应力(与磁场强度有关)；H为磁场强度；$\dot{\gamma}$为剪切应变率；m为剪切稀化因子；K为流体黏度。

由于该模型考虑了磁流变液体的剪切稀化效应，当$m=1$时，即可变为Bingham模型。对于具有流动特性的磁流变阻尼器，磁流变液体的剪应力和沿液体流动方向上的压力梯度满足Navier-Stokes方程，即

$$\rho\frac{\partial}{\partial t}u_x(r)+\frac{\partial}{\partial r}\tau_{xr}(r)+\frac{\tau_{xr}(r)}{r}=\frac{\partial p}{\partial x} \tag{8}$$

其中：$u_x(r)$为流速；$\tau_{xr}(r)$为剪应力；r为径向坐标；x为轴向坐标；ρ为液体密度；$\partial p/\partial x$为压力梯度。

在SR-MRD中，由于通道2与通道3的半径要远大于通道间隙，因此笔者考虑利用平板模型进行计算。但是为了方便获得阻尼器参数对阻尼力的影响趋势，在本分析中对流体的力学分析过程进行简化处理。假设忽略液体流动的惯性力，则式(8)可简化为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}z}\tau_{xr}(z)=\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} \tag{9}$$

式(9)的解为

$$\tau_{xz}(z)=\frac{\mathrm{d}p(x)}{\mathrm{d}x}z+D_1 \tag{10}$$

其中：D_1为求解微分方程过程中所产生的常数。

图6为SR-MRD的速度分布。沿轴向发生的液体流动是发生在2个固定平板之间，且在2个平板的输入与输出口之间存在压力差，如图6(a)所示。由于定子与转子之间相对转动，因此在周向发生的液体流动是由于2个相对移动的平板所引起的，如图6(b)所示。

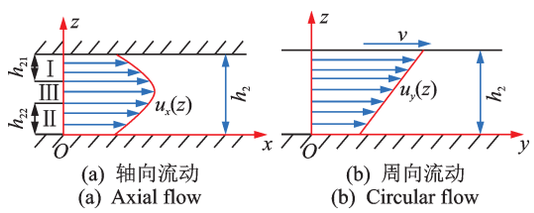


图6 SR-MRD速度分布

Fig.6 Velocity distribution of SR-MRD

在SR-MRD中，其液体流动模式由轴向流动和周向流动产生，因此在本研究中先将二者分开独立计算，然后再计算液体耦合流动速度。首先，假设阻尼器的定子与转子之间不发生相对转动，则此时的磁流变液体在2个平板之间沿x方向平稳流动。基于Herschel-Bulkley模型考虑磁流变液体的剪切稀化效应，如图6(a)所示，在区域Ⅰ中，剪切应变率$\dot{\gamma}=\mathrm{d}u_x/\mathrm{d}r\geqslant 0$，在该区域内流体的剪切力为

$$\tau_x=\tau_{x0}(H)+K\left(\frac{\mathrm{d}u_x}{\mathrm{d}z}\right)^{\frac{1}{m}} \tag{11}$$

将式(11)代入简化Navier-Stokes方程解中，由于2个平板均为固定，因此边界条件为：$u_x(0)=u_x(h)=0$。则在区域Ⅰ中，磁流变液体的流动速度为

$$u_x(z)=\frac{1}{m+1}\left(\frac{1}{K}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\right)^m\left[h_{21}^{m+1}-(h_{21}-z)^{m+1}\right]\quad(0\leqslant z\leqslant h_{21}) \tag{12}$$

在区域Ⅱ中，磁流变液体的流动速度为

$$u_x(z)=\frac{1}{m+1}\left(\frac{1}{K}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\right)^m\left[(h_2-h_{22})^{m+1}-(z-h_{22})^{m+1}\right]\quad(h_{22}\leqslant z\leqslant h_2) \tag{13}$$

在“核心区域”(区域Ⅲ)边界流速$u_x(h_1)=u_x(h_2)$，则由式(12)和式(13)可得

$$\frac{1}{m+1}\left(\frac{1}{K}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\right)^m h_{21}^{m+1}=\frac{1}{m+1}\times\left(\frac{1}{K}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\right)^m(h_2-h_{22})^{m+1}\quad(h_{21}\leqslant z\leqslant h_{22}) \tag{14}$$

通过化简可得，$h_{21}=h_2-h_{22}$。因此，对于两固定平板的流动模式，“核心区域”的高度为0。将速度梯度对高度h进行积分获得阻尼器通道2内的流量

$$Q_2=W_2\int_0^h u_x(z)\,\mathrm{d}z=W_2\left(\int_0^{h_{21}}u_x(z)\,\mathrm{d}z+\int_{h_{21}}^{h_{22}}u_x(z)\,\mathrm{d}z+\int_{h_{22}}^{h_2}u_x(z)\,\mathrm{d}z\right) \tag{15}$$

其中：h_{21}和h_{22}分别为通道2内区域Ⅰ和区域Ⅱ的高度；h_2为通道2总高度；W_2为通道2的宽度。

根据积分可以获得

$$Q_2=\frac{W_2}{m+1}\left(\frac{1}{K}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\right)^m\left[h_{21}^{m+1}\left(h_{21}+h_{22}-\frac{2h_{21}}{m+2}\right)\right] \tag{16}$$

同理通道3的流量Q_3为

$$Q_3=\frac{W_3}{m+1}\left(\frac{1}{K}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\right)^m\left[h_{31}^{m+1}\left(h_{31}+h_{32}-\frac{2h_{31}}{m+2}\right)\right] \tag{17}$$

其中：h_{31}和h_{32}分别为通道3内区域Ⅰ和区域Ⅱ的高度；W_3为通道3的宽度。

由上述2个通道的流量表达式，可以获得阻尼器的总流量为

$$Q=Q_2+Q_3 \tag{18}$$

假设在流动模式下，通道2和3中的流体不受轴向平行板运动的影响，其流动区域可以分为Ⅰ和Ⅱ，而且区域Ⅲ高度为0，因此$h_{21}=h_{22}$。在本模型中，通道2与通道3的间隙相同：$h_{21}=h_{22}=h_{32}=h_{31}$。由于通道2和通道3两端的压强差相同，不同的是平板的宽度，因此通道2和3的总流量简化为

$$Q=Q_2+Q_3=\frac{W_2+W_3}{m+1}\left(\frac{1}{K}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\right)^m\left[h_{21}^{m+1}\left(h_{21}+h_{22}-\frac{2h_{21}}{m+2}\right)\right] \tag{19}$$

联合式(6)和式(19)，可以求出SR-MRD压力差为

$$\Delta P=\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}=K\left(\frac{wbh_c(m+1)\sqrt{(R_1+R_2)^2\pi^2+L^2}}{2\pi(W_2+W_3)\left[h_{21}^{m+1}\left(h_{21}+h_{22}-\frac{2h_{21}}{m+2}\right)\right]}\right)^{\frac{1}{m}} \tag{20}$$

由式(20)可以看出，压强差与黏度呈正相关关系，其主要受到螺杆参数、通道间隙、加速度及剪切

稀化因子 m 的影响。根据式(20)，计算各主要参数对压强差的影响规律，如图 7 所示。

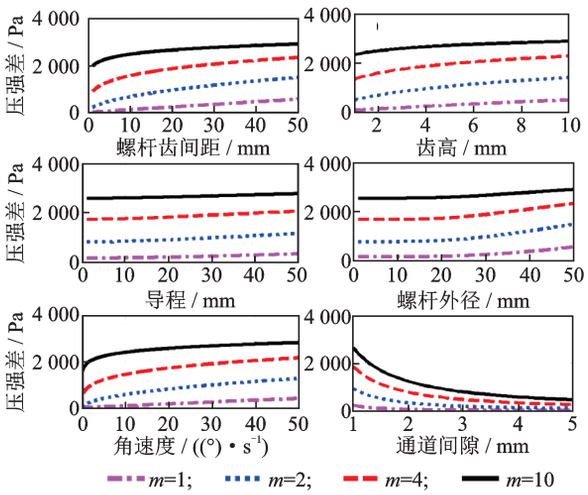


图 7　结构参数对 SR-MRD 压强差的影响规律

Fig.7　The effects of structural parameter on ΔP of SR-MRD

由图可以看出，压强差与主要螺杆参数和角速度均呈正相关关系，螺杆外径、齿高、齿间距及角速度对压强差的影响程度都要大于导程；与此相反，增加通道间隙会降低 SR-MRD 内部压强差。当 SR-MRD 考虑磁流变液体的剪切稀化效应时，随着剪切稀化因子 m 的增加，螺杆齿间隙、齿高、导程及外径变化对压强差的影响都会随之降低，但是整体压强差数值随着 m 的增加而提高。

2.3　剪切力计算

SR-MRD 的剪切模式主要是由通道 2 和通道 3 内部的剪切运动产生，这里以通道 2 为例进行计算。假设下板固定不动，上板以 v 的速度进行移动，线速度等于角速度乘以半径($v=wr$)。为了简化计算，假设在剪切模式下，仅有平行板移动，两侧无压强差，且剪切应力分布为线性分布，则其所产生的阻尼力为

$$F_2=W_2L\left(\tau_{z0}(H)+K\left(\frac{(R_{21}+R_{22})}{2}\right)^{\frac{1}{m}}(w)^{\frac{1}{m}}\right) \tag{21}$$

其中：L 为通道 2 的长度；R_{21} 为通道 2 的内径；R_{22} 为通道 2 的外径；$\tau_{z0}(H)$ 为通道 2 内磁流变液体的剪切屈服强度，其关于磁场强度的表达式参考文献[19]。

由式(21)可以看出，阻尼力与磁场 H、角速度 w 以及通道面积 W_2L 相关。通道 3 的阻尼力同理求得。

2.4　阻尼力矩计算

根据上述所推导的压强差以及剪切阻尼力计算公式，可进一步推导出 SR-MRD 所产生的阻尼力矩。由压强差所产生的阻尼力矩由 2 个部分组成：①由于螺杆两侧压强差所引起的周向推力分量造成的阻尼力矩；②由轴向推力分量所引起的密封圈摩擦阻尼力矩。

图 8 为螺杆受力分析图。由图可见，在有效接触面积 A 上所产生的压力为

$$\Delta F_p=\Delta PA=\Delta PL_1(R_2-R_1)/2 \tag{22}$$

其中：A 为螺杆有效接触面积，L_1 为单圈螺旋线长度($L_1=\sqrt{(R_1+R_2)^2\pi^2\pi^2+L^2}$)。

该压力所对应的轴向分力以及周向分力分别为

$$\begin{cases}\Delta F_{px}=\Delta F_p\cos\theta\\ \Delta F_{pr}=\Delta F_p\sin\theta\end{cases} \tag{23}$$

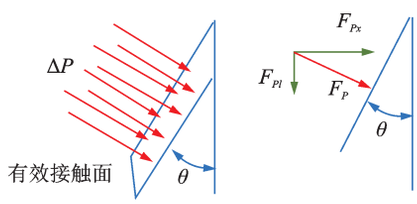


图 8　螺杆受力分析

Fig.8　Force analysis of screw structure

由于轴向力是直接作用在端盖支撑装置上，转化为螺杆支撑轴与密封圈之间的摩擦力 $\Delta F_m=\Delta F_{px}\mu$。由摩擦力所产生的摩擦扭矩为

$$T_c=\frac{2\Delta F_{px}\mu(R^2+Rr+r^2)}{3(R+r)} \tag{24}$$

其中：μ 为摩擦面间的摩擦因数；ΔF_{px} 为摩擦面承受的单位压力；R 为摩擦接触面外径；r 为摩擦接触面内径。

周向力是在扭转方向产生阻尼力作用，因此将周向阻尼力矩等效为周向分力乘以中心线半径，根据式(22)得

$$T_{\text{flow}}=\frac{\Delta PL_1(R_2{}^2-R_1{}^2)\sin\theta}{2} \tag{25}$$

剪切稀化现象对压强差所产生的阻尼力矩的影响，如图 9 所示，其中上面两幅图为 m 对 T_c 和 T_{flow} 的影响规律。

由图可以看出，由轴向分力所产生摩擦阻尼力矩 T_c 要大于螺杆周向分力所产生的阻尼力矩 T_{flow}。而且，由于摩擦阻尼力矩受到压强差的影响较大，因此当系统结构参数不变的情况下，角速度的增加会

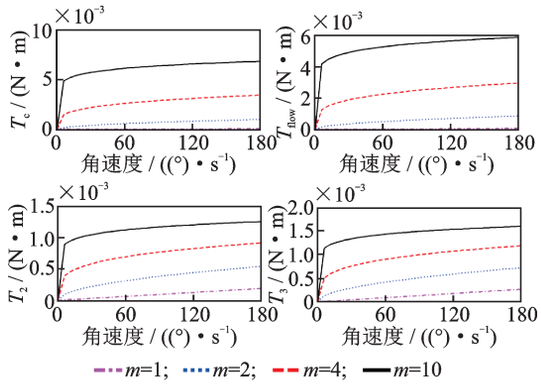


图 9　剪切稀化因子 m 对阻尼力矩的影响

Fig.9　The effects of shear thinning factor m on damping torture

直接导致摩擦阻尼力矩增加。除此之外，还发现剪切稀化因子 m 对阻尼力矩产生了较为明显的影响，主要表现在阻尼力矩对角速度的敏感程度。当剪切稀化因子 m 为 1 时，SR-MRD 表现出 Bingham 流体特征，体现出与角速度较高的相关度，表现为黏性阻尼特征。随着剪切细化因子 m 的增加，当加速度越大，阻尼力矩与角速度之间的相关性降低，阻尼力矩逐渐呈现出库伦阻尼特征。

在通道 2 和通道 3 内，由定子和转子之间的相对转动所引起的阻尼力矩计算公式为

$$T_{shear}=T_2+T_3=S_2\left(\tau_{z0}(H_2)+K\left(\frac{R_{21}+R_{22}}{2}\right)^{\frac{1}{m}}w^{\frac{1}{m}}\right)+S_3\left(\tau_{z0}(H_3)+K\left(\frac{R_{31}+R_{32}}{2}\right)^{\frac{1}{m}}w^{\frac{1}{m}}\right) \tag{26}$$

其中：T_2 和 T_3 分别为通道 2 和通道 3 中由剪切力所产生的阻尼力矩；H_2 和 H_3 分别为通道 2 和通道 3 中的磁场强度。

当不考虑磁场作用时，T_2 和 T_3 分别如图 9 所示。由图可见，由通道 2 所产生的阻尼力矩要低于通道 3，这是因为通道 2 的半径小于通道 3 所引起的。当剪切稀化因子 m 为 1 时，剪切力矩体现出与角速度较高的相关度，表现为黏性阻尼特征。随着剪切细化因子 m 的增加阻尼力矩与速度之间的相关性降低，阻尼力矩逐渐呈现出库伦阻尼特征。

SR-MRD 产生的总阻尼力矩 T_{total} 由液体的流动、剪切以及固定轴与密闭件间的摩擦所决定，分别为 T_{flow}，T_{shear} 和 T_c。其公式为

$$T_{total}=T_{flow}+T_{shear}+T_c=\frac{\Delta PL(R_2^{\,2}-R_1^{\,2})\sin\theta}{2}+W_2R_{2c}\left(\tau_{z0}(H_2)+Kv_2^{\frac{1}{m}}\right)+W_3R_{3c}\left(\tau_{z0}(H_3)+Kv_3^{\frac{1}{m}}\right)+\frac{2\Delta PA\mu\cos\theta(R^2+Rr+r^2)}{3(R+r)} \tag{27}$$

根据式(27)计算出不同磁场强度作用下的总阻尼力矩，如图 10 所示。

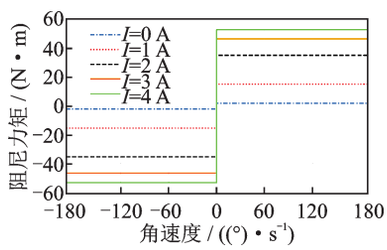


图 10　线圈电流对阻尼力矩的影响

Fig.10　The effects of coil current on damping torture

图 10 列举了 5 个磁场强度所对应的阻尼力矩，分别对应着线圈中电流为 0，1，2，3 和 4 A 的情况。由图可见，SR-MRD 的阻尼力矩随着磁场强度的增加，呈现出上升趋势，但是由于受到磁场强度的饱和作用，在电流超过 2 A 之后其上升趋势开始减缓。另外，通过观察还可以发现，与 Bingham 流体对比，当考虑剪切稀化作用之后，SR-MRD 的阻尼力矩与外界驱动角速度之间的相关性降低，并且在较大的角速度范围内呈现出显著的库伦阻尼特征。

3　阻尼力矩测试

3.1　原理样机及试验设备

根据SR-MRD结构原理，并基于Herschel-Bulkley建立流体力学模型。为了保证SR-MRD原理样机具有库伦阻尼特征，需要增加通道 2 和通道 3 的有效直径，从而促进 2 个通道内磁流变液体的剪切稀化效应。为了对原理样机的阻尼特性进行测试，将其安装在MTS扭转试验机上进行测试。SR-MRD原理样机及测试如图 11 所示。

3.2　试验结果及分析

根据 2.4 节中所推导的阻尼力矩公式(27)，通过分析阻尼力矩的影响参数发现，对于具有剪切稀化效应的磁流变液体而言，只有当剪切速度较大时会体现出剪切稀化效应。因此，在其他参数不变的

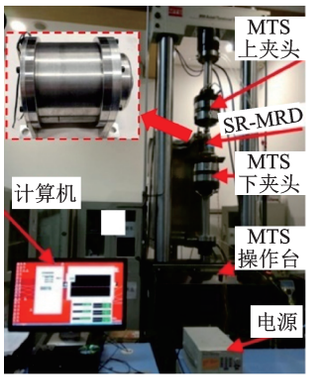


图 11　SR-MRD 原理样机及测试平台

Fig.11　Prototype of SR-MRD and testing platform

情况下，增加通道 2 和通道 3 的有效半径会促进磁流变液体的剪切稀化程度，加快磁流变液体达到剪切屈服力。相比以往的剪切式阻尼器，本研究试验的 SR-MRD 的结构尺寸较大，通道 2 和通道 3 的有效半径增加，在同样的角加速度作用下，具有更高的剪切速率，从而加快了阻尼器内部剪切稀化效应，并且达到一个屈服状态，从而有利于降低阻尼力矩与角速度之间的相关性，使得 SR-MRD 具有库伦阻尼特征。

在测试试验过程中，通过调整 MTS 试验机的扭转幅值和频率来完成阻尼器阻尼力矩的测试，试验的扭转角幅值分别为 10°和 25°，测试频率分别为 2 和 10 Hz。扭转试验的测试结果分别如图 12 和图 13 所示。

当 MTS 试验机以 10°的幅值进行试验且频率为 2 Hz 时，由阻尼力矩-转角曲线可见，在大部分角度范围内，阻尼力矩保持在一定数值范围内并且基本恒定；由阻尼力矩-角速度曲线可见，除了在角速度

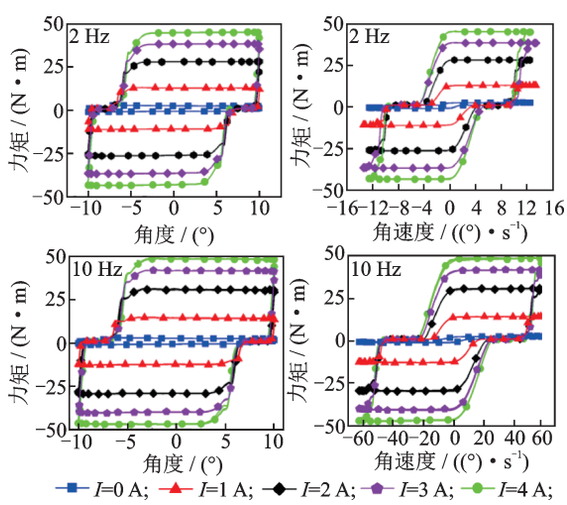


图 12　幅值为 10°的 MTS 扭转试验

Fig.12　MTS test of SR-MRD with 10 degree amplitude

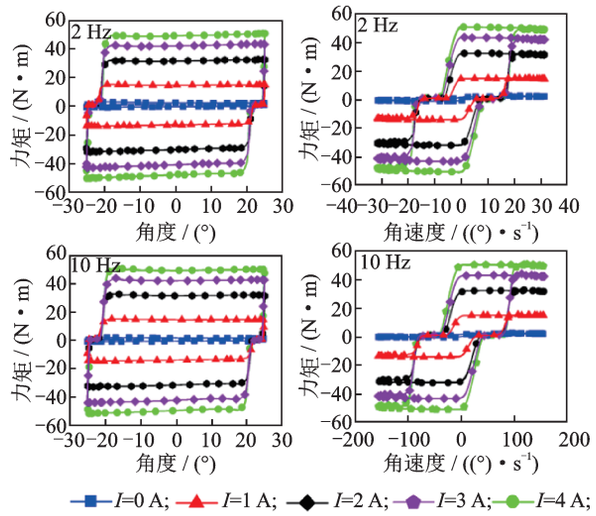


图 13　幅值为 25°的 MTS 扭转试验

Fig.13　MTS test of SR-MRD with 25 degree amplitude

方向发生变化时，阻尼力矩开始下降，在整个路程中，一半以上的角速度范围内都是保持在恒定值附近。

通过对比 2 Hz 和 10 Hz 试验可以看出，随着频率的增加，保持恒定阻尼力矩的角速度范围也在增加。但是由于原理样机受到加工工艺影响，使得 SR-MRD 存在一定的扭转间隙，因此在初始转动时，有接近 3°的扭转间隙，从而造成阻尼力矩-角度试验曲线中存在一段零阻尼力矩数据。另外，在不同频率条件下，饱和阻尼力矩值主要受到磁场作用发生明显变化，当电流为 1～3 A 变化时，其阻尼力矩都有比较明显的增加，但是从 3～4 A，其阻尼力矩增加量开始下降，这是受到磁流变液体饱和磁场的作用影响。

由图 13 可见，振动幅值为 25°时的振动测试曲线与振动幅值为 10°的响应规律基本相同。SR-MRD 的阻尼力矩也是随着磁场强度的增加而增大，而且在较大的振动范围内同样呈现出较为明显的库伦阻尼特征。虽然同样受到扭转间隙的影响，但是由于扭转间隙角度固定，因此试验振幅增加仍然扩大了具有库伦阻尼特征的角度范围。

SR-MRD 的振动试验结果表明，SR-MRD 能够输出稳定有效的阻尼力矩，并且具有明显的库伦阻尼特征。另外，通过观察对比理论阻尼力矩-角速度曲线与试验曲线发现，理论计算结果与试验结果具有相同的趋势，SR-MRD 的阻尼力矩随着磁场强度增加而增大，在较大范围内体现出库伦阻尼力的特点。

4 结 论

1) 在SR-MRD结构中,由于螺杆挤压流体轴向运动所产生的压强差能够产生一定的阻尼力矩,但是由于其阻尼力矩数值较小,对SR-MRD总体的阻尼力矩影响较小。

2) 在SR-MRD工作过程中,通过螺杆挤压液体在通道2和通道3内的发生轴向流动,其与周向扭转所产生的剪切作用相耦合,有利于磁流变液体达到剪切屈服力,为阻尼器的库伦阻尼特征提供了物理基础。

3) 基于Herschel-Bulkley模型所建立SR-MRD理论模型,其计算出的理论曲线与SR-MRD原理样机的振动试验所获得的阻尼力矩-角速度曲线走势基本一致,并且通过振动试验验证了SR-MRD原理样机具有明显库伦阻尼特征。

参 考 文 献

[1] ZHU X, JING X, CHENG L. Magnetorheological fluid dampers: a review on structure design and analysis [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2012, 23(8): 839-873.

[2] OH J S, LEE T H, CHOI S B. Design and analysis of a new magnetorheological damper for generation of tunable shock-wave profiles [J]. Shock and Vibration, 2018, 2018:1-12.

[3] YAZID I I M, MAZLAN S A, KIKUCHI T, et al. Design of magnetorheological damper with a combination of shear and squeeze modes [J]. Materials & Design, 2014, 54: 87-95.

[4] SHAMIEH H , SEDAGHATI R . Design optimization of a magneto-rheological fluid brake for vehicle applications[C]// Asme Conference on Smart Materials. Stowe Vermont, USA: Aerospace Division, 2016:55-62.

[5] 李忠献, 徐龙河 . 新型磁流变阻尼器及半主动控制设计理论[M]. 北京:科学出版社, 2012: 89-106.

[6] 李一平 . 磁流变阻尼器的控制器及其应用[D]. 重庆:重庆大学, 2005.

[7] SHAMES I, COZZARELLI F. Elastic and inelastic stress analysis[M]. [S.l.]: CRC Press, 1997: 34-65.

[8] LEE D Y, WERELEY N M. Analysis of electro-and magneto-rheological flow mode dampers using Herschel-Bulkley model[J]. Smart Structures and Materials, 2000, 3989:244-255.

[9] WANG X, GORDANINEJAD F. Field-controllable electro-and magneto-rheological fluid dampers in flow mode using Herschel-Bulkley theory[J]. Smart Structures and Materials, 2000, 3989: 232-243.

[10] IMADUDDIN F, MAZLAN S A, ZAMZURI H. A design and modelling review of rotary magnetorheological damper [J]. Materials & Design, 2013, 51: 575-591.

[11] TSE T, CHANG C C. Shear-mode rotary magnetorheological damper for small-scale structural control experiments[J]. Journal of Structural Engineering, 2004, 130 (6): 904-911.

[12] IMADUDDIN F, MAZLAN S A, ZAMZURI H. A design and modelling review of rotary magnetorheological damper[J]. Materials & Design, 2013, 51: 575-591.

[13] BECNEL A C, SHERMAN S G, HU W, et al. Squeeze strengthening of magnetorheological fluids using mixed mode operation [J]. Journal of Applied Physics, 2015, 117(17): 17C708.

[14] DONG X, DUAN C, YU J. Axial squeeze strengthen effect on rotary magneto-rheological damper [J]. Smart Materials and Structures, 2017, 26(5): 055022.

[15] MCLAUGHLIN G, HU W, WERELEY N M. Advanced magnetorheological damper with a spiral channel bypass valve [J]. Journal of Applied Physics, 2014, 115(17): 17B532.

[16] 于建强 . 汽车剪式座椅悬架磁流变旋转式阻尼器螺旋流动机理及其关键技术[D]. 重庆:重庆大学, 2018.

[17] YU J, DONG X, WANG W. Prototype and test of a novel rotary magnetorheological damper based on helical flow [J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(2): 025006.

[18] 云谭 . 磁流变阻尼控制理论与技术[M]. 北京:科学出版社, 2007:16-31.

[19] ZHENG J, LI Z, KOO J H, et al. Magnetic circuit design and multi-physics analysis of a novel MR damper for applications under high velocity [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2014, 6: 402501.



第一作者简介:曾泽璀,男,1992年4月生,博士生。主要研究方向为设备减振缓冲控制。曾发表《半主动控制弹簧-电磁铁隔离器的隔冲性能研究》(《振动与冲击》2019年第38卷第12期)等论文。
E-mail:zengzecui@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.016

人行桥人致振动舒适度高效评估*

朱前坤[1,2]， 孟万晨[1]， 张 琼[1]， 马齐飞[1]
（1.兰州理工大学防灾减灾研究所 兰州，730050）
（2.兰州理工大学西部土木工程防灾减灾教育部工程研究中心 兰州，730050）

摘要 为克服时程分析耗时和占用巨大计算机资源的缺点，提出一种基于AISC Design Guide 11快速评估人行桥人致振动舒适度的频率响应函数（frequency response function，简称FRF）方法。自建某钢-玻璃简支梁桥，通过对比试验采集和FRF方法计算的不同工况跨中峰值加速度，初步验证了FRF方法计算人行桥跨中峰值加速度的准确度。并以某人行悬索桥为例，分别采用时程分析和FRF方法计算21种行人行走工况的跨中峰值加速度并进行舒适度评价。结果表明，FRF方法与时程分析相比在节省94.89%的运算时间和87.2%计算机内存的前提下，计算的峰值加速度比时程分析结果大20%，舒适度评价结果偏保守，故FRF方法能对人行桥人致振动进行高效且保守的舒适度评估。

关键词 人行桥；人行荷载；人致振动；频率响应函数；时程分析；舒适度评估
中图分类号 TU312.1

引 言

近年来旅游业迅猛发展，为方便游客通行景区会选择修建大量人行桥，该类桥梁相较于车行桥具有轻质、细长且兼具美观的特点[1]，但其基频远低于车行桥，行人激励下易激发大幅振动[2]，过量振动可能导致行人心理不适，严重时甚至出现晕眩的情况。因此，有必要对人行桥人致振动舒适度进行研究。

国内外学者多采用现场实测和数值模拟方法研究人行桥振动舒适度。冯鹏等[3]将实测的不同工况下人行天桥振动响应与行人感受建立联系，优化了基于振动响应的人行桥舒适性设计。陈波等[4]依据实测结果评价了某大跨斜拉桥的振动舒适度，并指出密集行人行走时桥梁虽然满足舒适度要求，但因其振感明显，行人仍有不适感。

现场实测所得数据能准确反应人行桥动力特性，但对于已开通运营的人行桥，封闭现场进行实测试验可能严重影响交通。相比之下，迅猛发展的有限元模拟技术，为准确、便捷地分析人行桥动力性能提供了可能性。徐欣[5]为评价行人行走时呼日人行悬索桥的振动舒适度，建立悬索桥有限元模型，并依据其在人行荷载作用下的加速度响应进行舒适度评估。邹卓等[6]建立某双塔三跨自锚式人行悬索桥有限元模型，通过时程分析获得该桥加速度响应并进行舒适度评价和减振控制。朱前坤等[7]研究了行人步速对人行桥振动舒适度的影响，研究表明：行人慢速行走时结构舒适度最高，随着步速增大结构振动响应线性增大，当行人步频与结构模态频率一致时人行桥振动响应最大。可路等[8]利用时程分析方法计算了某大跨人行悬索桥在不同人群荷载形式下的振动响应特性，研究发现一定范围内结构峰值加速度响应与行人同步率成正比。对人行桥模型进行时程分析可以准确模拟人行桥动力特性并进行振动舒适度评价，但其耗时和占用巨大计算机资源的缺点依然存在。

为克服该缺点，笔者提出基于AISC Design Guide 11[9]快速评估人行桥人致振动舒适度的FRF方法。首先，对比多种行走工况下FRF方法计算值与试验结果，初步验证了FRF方法计算人行桥跨中最大峰值加速度的准确度；其次，建立某人行悬索桥有限元模型，分别采用时程分析方法和FRF方法计算不同行人行走工况下人行悬索桥跨中最大峰值加速度并进行舒适度评估。结果表明：采用FRF方法进行人行桥人致振动舒适度评估时评估结果偏保守，且比时程分析更高效。

1 人行荷载的力学模型

行走时行人竖向激励荷载呈周期性，Bachmann

* 国家自然科学基金资助项目（51668042，51868046）
收稿日期：2020-12-16；修回日期：2021-04-01

等[10]深入研究后提出行人激励产生的人行荷载可采用傅里叶级数表示。本研究即利用傅里叶级数模型模拟人行荷载,为使跨中峰值加速度达到最大值,假定行人行走时相位角和步频等参数均保持不变,竖向人行荷载为

$$F(t)=G\left[1+\sum_{i=1}^{3}\alpha_i\sin\left(2\pi if_p-\varphi_i\right)\right] \quad (1)$$

其中:$F(t)$为人行荷载;G为行人的体质量;f_p为行人步频;φ_i为第i阶谐波相位角;α_i为第i阶动载因子,是步行荷载傅里叶幅值谱峰值与体质量之比[11],本研究采用德国人行桥设计指南(EN03-2007)[12]中建议的动载因子。

根据行人行走习惯,行走过程中前足踏地离开时后足已经触地,此时双足同时与地面接触,即出现双足同时踏地的重叠时间段,因此人行荷载加载时需通过式(2)将行人步频f_p转换为模型加载的单步周期T_s[13]

$$T_s=\frac{1}{0.76f_p} \quad (f_p\in[1.6,2.4]) \quad (2)$$

采用APDL编程实现人行荷载加载时,需打开大变形开关和应力刚化开关以考虑轻柔人行悬索桥的几何非线性[14],并按时间顺序直接将各工况人行荷载的竖向分量依次加载在行走路径对应的有限元网格点(加载点)上,加载频率取$1/T_s$,这样即可模拟行人行走过程。

2 人行桥峰值加速度快速计算

2.1 频率响应函数方法

AISC Design Guide 11[9]中详细介绍了快速计算人行桥共振响应的FRF方法:对靠近模态振幅峰值(跨中)的单位荷载进行谐响应分析获得FRF幅值,并引入共振累积因子将行人行走路径对结构振动的影响考虑在内,即FRF方法计算的行人与人行桥共振时峰值加速度是最大频响函数峰值$\mathrm{FRF}_{\max}$、动载因子α、行人体质量G和共振累积因子ρ的乘积

$$\alpha_p=\mathrm{FRF}_{\max}\alpha G\rho \quad (3)$$

$$\alpha=0.09^{-0.075f_n} \quad (4)$$

$$\rho=50\beta+0.25 \quad (\beta\leqslant 0.01) \quad (5)$$

$$\rho=12.5\beta+0.65 \quad (0.01\leqslant\beta\leqslant 0.03) \quad (6)$$

$$\rho=1.0 \quad (\beta\geqslant 0.03) \quad (7)$$

其中:$\mathrm{FRF}_{\max}$为谐响应分析得出的在0~9 Hz范围内的最大频响函数峰值;β为结构阻尼比;f_n为结构基频。

2.2 最大频响函数峰值

调用谐响应分析模块对人行桥模型进行扫频分析时,需在靠近结构1阶振型最大位置处施加与人行桥上行人数相同数量的单位荷载。计算时由于谐响应分析只能提取跨中最大位移S,而判断舒适度的指标为峰值加速度,因此需通过式(8)将S转换为跨中最大频响函数峰值$FRF_{\max}$,再利用式(3)计算得到峰值加速度α_p

$$\mathrm{FRF}_{\max}=S(2\pi w)^2 \quad (8)$$

其中:w为扫频频率。

3 振动舒适度评价

欧美多国制订了详细的振动舒适度评价标准,但各个标准间存在些许差异。瑞典Bro 2004规范和欧洲EN 1990规范均只取一个定值作为标准,英国BS 5400规范仅考虑单个行人荷载,且只取人行桥结构竖向或者侧向1阶固有频率的函数作为限值。相比之下,国际化标准组织ISO-10137[15]对舒适度的评价较为全面,将ISO2631-1[16]中的舒适度曲线乘以60建立舒适度基准曲线,以此作为竖向和侧向舒适度评价标准,但其未划分舒适度等级,导致舒适度评价标准过高。而德国规范EN03—2007[12]参考21世纪以来的研究成果[17],划分了竖向和侧向舒适度等级标准,如表1所示舒适度等级划分细致,适用于多数建筑,因此笔者依据德国规范EN03—2007对不同工况下人行桥振动舒适度进行评价。

表1 EN03—2007中行人舒适度的评价标准

Tab.1 Evaluation standard of pedestrian comfort in EN03—2007

舒适度等级	名称	竖向加速度/($\mathrm{m\cdot s^{-2}}$)	横向加速度/($\mathrm{m\cdot s^{-2}}$)
1	很舒适	<0.50	<0.10
2	中等舒适	0.50~1.00	0.10~0.30
3	不舒适	1.00~2.50	0.30~0.80
4	不可忍受	>2.50	>0.80

4 简支梁桥试验验证FRF方法

为验证FRF方法计算人行桥共振时跨中峰值加速度的准确度,本节设计多种行人行走工况,对比试验采集和FRF方法计算的各工况人行桥跨中峰值加速度,具体试验方案如下。

选用图1所示钢-玻璃简支梁桥为试验对象,人行桥的基本参数为:主体框架由2根10 m的20a型工字钢



图 1　钢-玻璃简支梁桥

Fig.1　Steel-glass simply supported beam bridge

和 6 根 1.6 m 的 20a 型工字钢焊接而成；桥面长为 10 m，宽为 1.6 m，由 5 块双层夹胶玻璃拼接而成并与钢框架粘接连接，钢框架与地面采用地螺栓锚固连接。

对于该尺寸简支梁桥，行人数为 8 时对应的人群密度为 0.5 人/m^2，已属于德国人行桥设计指南中交通繁忙时的人群密度，因此考虑到安全因素，最大行人数设置为 8。与此同时，由于行人正常步频范围为 1.6～2.4 Hz[18]，而仪器测定的人行桥基频为 4.15 Hz，为使人行桥峰值加速度响应达到最大值，试验中行人步频均取人行桥基频的 0.5 倍，即取 2.08 Hz。

因此，本试验共设置 6 种工况，分别为单人桥面单列行走，2 人、3 人、4 人、6 人和 8 人桥面双列行走，行人步频均取 2.08 Hz，试验过程中同时测量和记录各工况行人体质量。

4.1　试验采集

试验采集仪器包括图 2 所示的国家地震局 941B 加速度拾震器（精度为 0.1 Hz）和东方所 16 通道型 INV 采集分析仪。



(a) 941B加速度拾震器　(b) INV采集分析仪

(a) 941b accelerometer　(b) INV acquisition analyzer

图 2　加速度采集仪器

Fig.2　Acceleration acquisition instrument

试验采集的单人与双人行走工况下人行桥跨中竖向加速度响应如图 3 所示，双人行走时跨中加速度响应明显大于单人行走，峰值加速度分别为 0.240 6 与 0.448 4 m/s^2。

4.2　FRF 方法计算

简支梁桥有限元模型中桥面、钢梁和链接条件

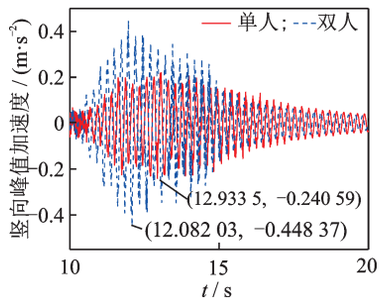


图 3　单人与双人行走时跨中竖向加速度响应

Fig.3　Vertical acceleration response in mid span of single person and double person walking conditions

分别采用 Shell181，Beam188 和 Combin14 单元模拟，建模完成后采用分块 Lanczos 法进行模态分析，分析后提取的前 3 阶振型与模态频率分别为 1 阶正对称竖弯 4.154 9 Hz，2 阶扭转 6.267 8 Hz 和 3 阶反对称竖弯 16.235 Hz，模态频率与简支梁桥实测频率均较为接近。有限元模型如图 4 所示。

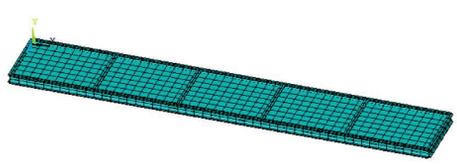


图 4　简支梁桥有限元模型

Fig.4　Finite element model of simply supported beam bridge

采用 FRF 方法计算与试验相同的 6 组工况下简支梁桥跨中峰值加速度，计算时在跨中加载与行人数相同数量的单位荷载并进行谐响应分析，行人体质量取试验中对应工况行人体质量的平均值，阻尼比根据简支梁桥实测取值 0.75%。

采用 FRF 方法计算的单人与双人行走时跨中峰值加速度如图 5 所示，最大峰值加速度分别为 0.291 2 和 0.541 5 m/s^2。

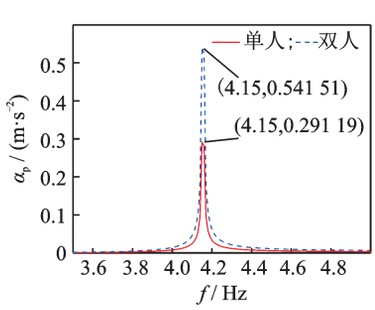


图 5　单人与双人行走时 FRF 计算峰值加速度

Fig.5　Peak accelerations calculated by FRF in single and double walking conditions

4.3　结果对比

FRF 方法计算的简支梁桥跨中最大峰值加速度

为理想共振状态的加速度响应，FRF方法计算值n_i大于相同工况的试验采集数据m_i。因此，为进一步验证FRF方法计算简支梁桥跨中峰值加速度的准确度，对比m_i与n_i，对比结果用P_i表示，其值如表2所示。

$$P_i=\frac{n_i-m_i}{m_i} \tag{9}$$

表2 试验结果与FRF计算值对比

Tab.2 Comparison of test results with FRF calculated results

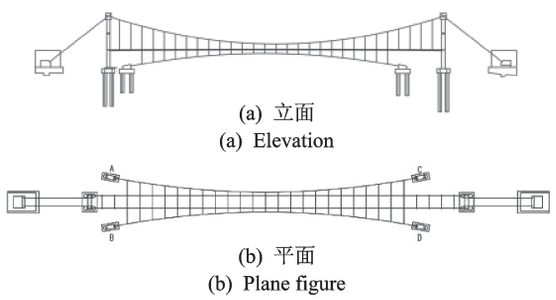
行人数	试验采集m_i/(m•s^{-2})	FRF计算n_i/(m•s^{-2})	误差P_i/%
1	0.240 6	0.291 2	21.00
2	0.448 4	0.541 5	20.76
3	0.716 8	0.851 6	18.80
4	0.976 9	1.140 7	16.80
6	1.411 8	1.718 8	21.70
8	1.907 0	2.299 1	20.56

由表2可知，通过FRF方法计算的不同工况行人行走时跨中峰值加速度与试验实测采集所得结果相比误差范围为16.80%～21.70%，误差未随着行人数增加出现明显的增长，初步验证了FRF方法计算行人与人行桥共振时跨中最大峰值加速度的准确度。

5 悬索桥模型时程分析验证FRF方法

5.1 人行悬索桥概述

人行悬索桥位于四川盆地西北部，跨越规划河道和货运通道。桥位附近原有一旧悬索桥，由于建成年代久远，破损严重，且不满足水利部门行洪要求，已经拆除。新建人行悬索桥为双塔混凝土地锚式悬索桥，其整体布置如图6所示，净跨径L=120 m，矢跨比F/L=1/12。桥面系采用型钢骨架加混凝土桥面板，主梁节段由横梁、纵梁及平联组成，横梁间距为4 m，由2根36a槽钢组成。为增大桥梁侧向刚度，横梁之间设置4根20a工字钢纵梁，横梁下缘由110 mm×70 mm×8 mm的角钢连接。主塔高为19.9 m，上塔柱为2根1.2 m×1 m矩形柱，下塔柱为1.2 m×5 m矩形实体柱。主缆采用成品钢丝索，锚固体系采用重力式地锚形式，风缆和风拉索采用32ZAA6×7+FC1670成品天然纤维芯钢丝绳，均与地面采用锚桩连接。



(a) 立面
(a) Elevation

(b) 平面
(b) Plane figure

图6 整体布置图

Fig.6 General layout

5.2 空间有限元建模

采用离散结构的ANSYS建模方法，加劲梁、纵向分配梁和桥塔模型均采用Beam189单元模拟，该单元可以提供丰富的截面类型选择，能够满足薄壁截面梁单元线性、弹塑性和大变形的分析需求。模拟桥面板时采用Shell63单元，并通过重合桥面板单元节点与加劲梁上旋杆和纵梁单元节点来耦合自由度。在主缆和吊索建模过程中，考虑到2种索的受力特性，选用Link10单元模拟，且打开只受拉选项。人行悬索桥主要构件参数如表3所示，有限元模型如图7所示。

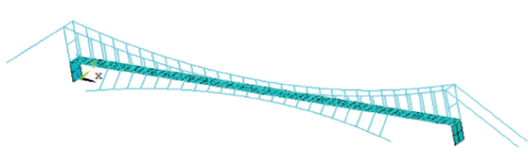


图7 人行悬索桥有限元模型

Fig.7 Finite element model of pedestrian suspension bridge

表3 悬索桥主要构件参数

Tab.3 Main component parameters of suspension bridge model

名称	材质	规格/mm	弹性模量/(kN•m^{-2})	泊松比	模拟单元
纵梁	Q345C	工字钢20a×3 952	2.05×10^8	0.3	Beam189
横梁	Q345C	槽钢36a×4 500	2.06×10^8	0.3	Beam189
主缆及锚索	20ZAA6×9W+IWR1670	97	2.05×10^8	0.3	Link10
索塔	钢筋混凝土	—	3.15×10^7	0.2	Beam189

5.3 有限元模型的动力特性

人行悬索桥有限元模型模态分析时需施加结构自重将恒载引起的结构内力考虑在内，并采用分块Lanczos法提取前12阶自振频率与振型(见表4)，为后续荷载加载提供参考。由表4可知，该桥前12阶自振频率在0.451 1～2.542 8 Hz范围内间隔十分紧密，前3阶竖弯自振频率分别为0.451 1，0.561 0和0.762 0 Hz。

表 4　人行悬索桥模型振型与频率

Tab.4　Mode of vibration and frequency of pedestrian suspension bridge model

振型阶数	f/Hz	振型特点
1	0.451 1	竖向反对称振动
2	0.561 0	竖向正对称振动
3	0.762 0	竖向正对称振动
4	0.809 7	横向振动
5	0.931 3	扭转反对称振动
6	1.083 5	扭转正对称振动
7	1.108 3	竖向反对称振动
8	1.445 5	扭转正对称振动
9	1.596 4	竖向正对称振动
10	1.909 4	扭转反对称振动
11	2.170 7	竖向反对称振动
12	2.542 8	扭转反对称振动

5.4　最不利行人步频

由表 4 可知，行人步频范围（1.6～2.4 Hz）[18]内存在多个结构模态频率或模态频率的倍频，为评价人行悬索桥正常使用极限状态的振动舒适度，需得到能使行人与结构共振的行人步频。因此，设置 18 种行人数为 30 但步频不同的行走工况，步频范围为 1.6～2.5 Hz，行走路径与排列方式如图 8 所示，均为 3 人并排行走。因本节模拟仅为得到与结构共振的行人步频，此处不再列表展示 18 种工况的具体参数。



图 8　行人行走路径与排列方式

Fig.8　Pedestrian route and arrangement

时程分析后提取的各工况跨中峰值加速度如图 9 所示，对比发现当行人步频取 2.1 Hz 时，跨中峰值加速度达到最大值，所以该频率为最不利行人步频。考虑双脚重叠后，行人步频为 2.1 Hz 时加载频率为 1.6 Hz，该频率接近结构第 9 阶模态频率且和 2 阶模态频率的倍频接近，因此模拟行人行走时的最不利加载频率为 1.6 Hz。

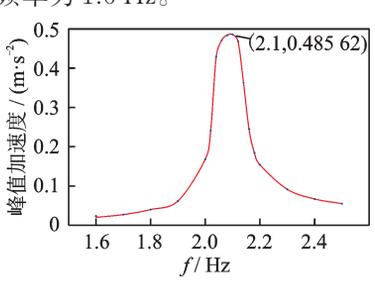


图 9　步频对跨中峰值加速度的影响

Fig.9　The influence of walking frequency on mid-span peak acceleration

5.5　最大峰值加速度计算

5.5.1　时程分析

为准确对比时程分析结果和 FRF 计算值，设置 21 种不同行人数的行走工况，行人数由 3 人递增到 108 人，步频均为 2.1 Hz（加载频率 1.6 Hz），行人体质量取 70 kg，行走路径与行人排列方式如图 8 所示。时程后处理提取的 30 人和 60 人行走时跨中竖向加速度时程曲线如图 10 所示，峰值加速度分别为 0.480 9 和 0.839 m/s^2。

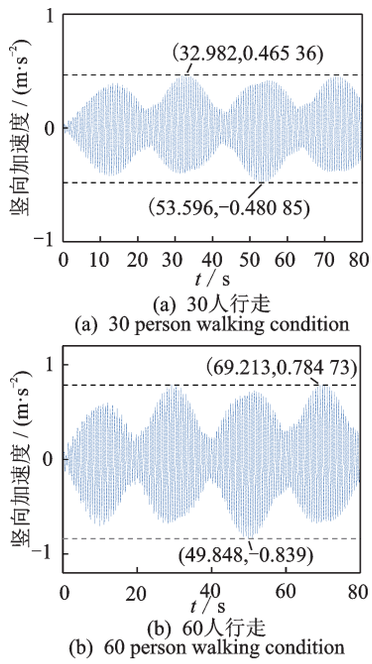


图 10　跨中竖向加速度响应

Fig.10　Mid span vertical acceleration response

5.5.2　频响函数计算

采用 FRF 方法计算 21 种行人行走工况下人行悬索桥跨中最大峰值加速度，计算时由于缺乏该桥实测阻尼比，参考文献[19]阻尼比取值 0.5%，且行人体质量与时程分析中行人体质量保持一致，取值 70 kg。采用 FRF 方法计算的 30 人和 60 人行人行走工况峰值加速度如图 11 所示。

由图 11 可知，加载频率为竖向 2 阶自振频率 0.56 Hz 时出现加速度响应极值，但该频率不在行人步频范围内，因此 30 人和 60 人行走时跨中加速度响应最大值为加载频率 1.6 Hz 时桥梁跨中加速度 0.57 和 1.01 m/s^2。

5.5.3　结果对比

21 种工况的时程分析结果和 FRF 计算值如图 12 所示，为进一步验证 FRF 方法计算峰值加速度的准确度，利用式（9）对比各工况的时程分析结果 m_i 与 FRF 计算值 n_i，对比结果如图 13 所示。

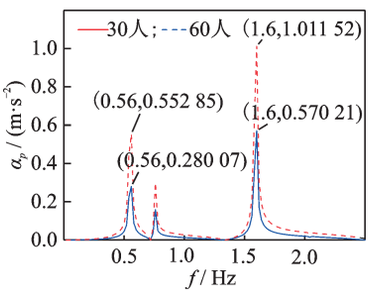


图 11 30 人和 60 人行走时 FRF 计算峰值加速度

Fig.11 Peak accelerations calculated by FRF in 30 and 60 people walking conditions

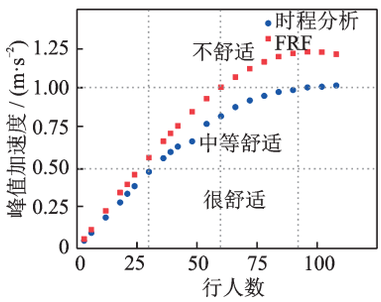


图 12 各工况跨中峰值加速度与舒适度评价

Fig.12 Mid span peak acceleration and comfort evaluation under various working conditions

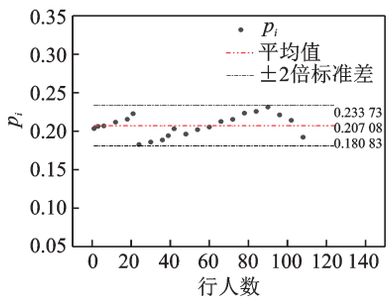


图 13 时程分析与 FRF 计算结果对比

Fig.13 Comparison of time history analysis and FRF calculation results

由图 12,13 可知,尽管 FRF 方法计算的各工况峰值加速度值均高于时程分析计算结果,且加速度差值随着行人数的增加逐渐增大,但 FRF 计算值与时程分析计算结果平均存在 20.71% 的误差,且误差在正负两倍标准差内的置信度为 95%,认为 FRF 计算值与时程分析结果误差小且稳定分布在 20% 左右。因此,对比时程分析结果,FRF 方法计算的跨中峰值加速度有较高且稳定的准确度。

依据德国规范 EN03—2007[12]对两种方法计算的跨中峰值加速度进行振动舒适度评价,评价结果如图 12 所示,发现 21 种工况中有 14 种工况的舒适度评价结果相同。行人数为 30 时,依据 FRF 方法计算值评价的舒适度为中等舒适,依据时程分析结果评价的舒适度为很舒适。行人数在 60 人到 90 人之间的 6 个工况,依据 FRF 计算值进行舒适度评价时舒适度为不舒适,而依据时程分析结果评价的舒适度为中等舒适。因此,与时程分析相比,依据 FRF 方法计算结果进行舒适度评价时结果偏保守。

5.5.4 计算速效对比

分别在便携笔记本和 DELL 服务器中运行人行悬索桥的时程分析与 FRF 方法,计算不同行人行走工况时消耗的平均时间和硬盘空间,笔记本计算速效对比和服务器计算速效对比如表 5 和表 6 所示。

由表 5 和表 6 可知,相较于时程分析方法,FRF 方法计算最大峰值加速度更加高效,运算时间节省 94.89%,占用的硬盘空间节省 87.2%。

表 5 笔记本计算速效对比

Tab.5 Comparison of calculation rates of laptop

方法	运算时间/min	占用空间/GB
时程分析	255	32.2
FRF	15	4.3

表 6 服务器计算速效对比

Tab.6 Comparison of calculation rates of the server

方法	运算时间/min	占用空间/GB
时程分析	58	32.1
FRF	1	4.1

6 结 论

1) FRF 方法计算的简支梁桥跨中峰值加速度与试验采集数据的误差范围为 16.80%～21.70%,初步验证了 FRF 方法计算人行桥共振时最大峰值加速度的准确度。

2) 与时程分析相比,FRF 方法在减少 94.89% 计算时间和节省 87.2% 计算机内存的前提下,计算的人行悬索桥跨中最大峰值加速度与时程分析结果的差值稳定分布在 20% 左右,且舒适度评估结果偏保守,故 FRF 方法能对人行桥人致振动进行高效且保守的舒适度评估。

参 考 文 献

[1] BRUNO L, VENUTI F, NASCE V. Pedestrian-induced torsional vibrations of suspended footbridges: proposal and evaluation of vibration countermeasures [J]. Engineering Structures, 2012, 36: 228-238.

[2] GABRIELLA M M, ELEONORA L, GIULIA L. Coupled analysis of footbridge-pedestrian dynamic interaction [J]. Engineering Structures, 2018 (176): 127-142.

[3] 冯鹏, 金飞飞, 叶列平, 等. 人行天桥结构振动舒适度定量化与振动特性实测研究[J]. 振动工程学报, 2013, 26(4): 545-553.
FENG Peng, JIN Feifei, YE Lieping, et al. Quantifica-

tion of pedestrian′s comfort level and dynamic properties of foot-bridge vibration based on in-situ measurement [J]. Journal of Vibration Engineering, 2013, 26(4): 545-553. (in Chinese)

[4] 陈波，王鑫，刘浩，等. 基于实测响应的斜拉人行桥人致振动舒适度研究[J]. 武汉理工大学学报，2015，35(7)：99-103.
CHEN Bo, WANG Xin, LIU Hao, et al. Reserarch on the vibration serviceability of a cable-stayed fottbridge based on field measurement[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2015, 35(7): 99-103. (in Chinese)

[5] 徐欣. 人行悬索桥舒适度评价及控制方法研究[D]. 杭州：浙江大学，2010.

[6] 邹卓，宋旭明，李璋，等. 基于TMD的自锚式人行悬索桥人致振动控制研究[J]. 铁道科学与工程学报，2018，15(10)：2574-2582.
ZOU Zhuo, SONG Xuming, LI Zhang, et al. Study of pedestrian-induced vibration of self-anchored suspension footbridge based on TMD[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2018, 15(10): 2574-2582. (in Chinese)

[7] 朱前坤，李宏男，杜永峰，等. 不同行走步速下人行桥振动舒适度定量化评估[J]. 工程力学，2016，33(10)：97-104.
ZHU Qiankun, LI Hongnan, DU Yongfeng, et al. Quantitative evaluation of vibration serviceability of pedestrian bridge under differnet walking speed[J]. Engineering Mechanics, 2016, 33(10): 97-104. (in Chinese)

[8] 可路，王达磊，陈艾荣. 景区大跨径人行索桥人致振动响应研究[J]. 公路交通科技，2013，30(11)：101-105.
KE Lu, WANG Dalei, CHEN Airong. Research on human-induced vibration of long-span cable supported[J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2013, 30(11): 101-105. (in Chinese)

[9] MURRAY M, ALLEN E, UNGAR E, et al. AISC/CISC steel design guide series No. 11: floor vibrations due to human activity[S]. 2nd ed. [S.l.]: American Institution of Steel Construction, 2016.

[10] BACHMANN H, PRETLOVE A J, RAINER H. Practures Guidelins[M]. Basel: Birkhäuser Verlag, 1995:201.

[11] 朱前坤，刘璐璐，杜永峰，等. 基于连续行走的人行荷载模型参数实验[J]. 振动、测试与诊断，2017，37(4)：709-716.
ZHU Qiankun, LIU Lulu, DU Yongfeng. et al. Parameter experiment of pedestrian load model based on continuous walking[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(4): 709-716. (in Chinese)

[12] SCHLAICH M. Design of footbridges[J]. International Journal of Space Structures, 2007, 22(1): 55-60.

[13] 张思功. 行走作用下组合楼板振动的数值分析方法研究[D]. 北京：北京交通大学，2013.

[14] 刘健新，何晗欣，武俊彦. 窄桥面悬索桥非线性抖振时域分析[J]. 桥梁建设，2009(6)：19-22.
LIU Jianxin, HE Hanxin, WU Junyan. Time domain analysis of nonlinear buffeting of narrow deck suspension bridges[J]. Bridge Construction, 2009(6): 19-22. (in Chinese)

[15] ISO/CD-10137 Bases for design of structures-serviceability of buildings and pedestrian walkways against vibration[S]. Geneva, Switzerland: International Standards Organization, 2005.

[16] AUSTRALIA S. Evaluation of human exposure to whole-body vibration—part2: continuous and shock-induced vibration in buildings (1Hz to 80Hz)[J]. Frontiers in Psychology, 1990, 5:1238.

[17] 杨赐. 风与人群荷载共同作用下人行悬索桥的振动响应[D]. 西安：长安大学，2018.

[18] 刘欣楠. 人群荷载下新型预制拼装人行斜拉桥振动效应研究[D]. 南京：东南大学，2019.

[19] 武文涛. 基于人群-桥梁耦合振动理论的人行悬索桥振动研究及参数分析[D]. 成都：西南交通大学，2016.



第一作者简介：朱前坤，男，1981年4月生，博士、教授、硕士生导师。主要研究方向为结构人致振动与控制。曾发表《不同行走步速下人行桥振动舒适度定量化评估》(《工程力学》2016年第33卷第10期)等论文。
E-mail：zhuqk@lut.cn

通信作者简介：孟万晨，男，1994年10月生，硕士生。主要研究方向为结构人致振动与控制。
E-mail：1427119852@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.017

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
(陆军工程大学野战工程学院 南京,210007)

摘要 由于微穿孔板结构在低频噪声下无法实现高效宽带的吸声效果,为了提高低频吸声性能,需要优化吸声器的结构参数以达到需要的降噪水平。本研究优化和测试了变参数分空腔单层微穿孔板结构,该结构在低频的吸声系数高且吸声频带宽。首先,通过声电类比法建立变参数分空腔单层微穿孔板结构理论模型,分析吸声系数与结构参数之间的关系;其次,确定优化变量和约束条件,利用布谷鸟算法优化理论模型,得到最佳吸声系数的结构参数;最后,对微穿孔板结构的吸声系数进行有限元仿真,加工微穿孔板结构样品,在驻波管中进行了吸声性能测试。结果表明,3组结构参数分空腔单层微穿孔板结构和4组结构参数分空腔单层微穿孔板结构能够在400~2 000 Hz的频率范围内保证高吸收(恒定超过80%)。

关键词 变参数分空腔单层微穿孔板;低频降噪性能;布谷鸟搜索算法;有限元仿真;驻波管测试
中图分类号 TH122

引 言

随着声学侦测技术的高速发展,军用装备的战场生存能力受到威胁[1]。低频噪声因其具有较强的绕射性和透射性,容易穿越障碍物,在传播过程中随着距离的增加不会明显衰减,增加了被敌方武器侦测和袭击的危险[2]。因此,弱化军用装备的低频噪声,可以降低被敌方发现和打击的可能性。由于军事装备种类和型号的多样性,存在的低频噪声频带带宽也不尽相同,为节约制作成本,选取常见的100~500 Hz,100~1 000 Hz,100~1 500 Hz和100~2 000 Hz进行研究,针对不同的带宽设计相匹配的吸声器,为军用装备低频降噪控制技术的实际应用提供理论指导。

微穿孔板(microperforated panel,简称MPP)吸声结构是一种防水防潮、表面强度高及无二次污染的共振吸声结构,可以胜任极端的工况环境,能够很好地适应复杂多变的战场环境[3]。微穿孔板吸声结构的吸声性能主要取决于自身的4个结构参数(孔径d、板厚t、孔间距b、空腔深度D)。在前人的研究中,大多数是理论上的分析而未将现实约束条件和目标频率范围考虑在内。笔者所研究的变参数分空腔单层微穿孔板结构是对4个结构参数进行设计与优化,以获得最佳的吸声效果。

通过优化算法搜索得到最优的结构参数组合可以使变参数分空腔单层微穿孔板结构的吸声性能最大化。布谷鸟搜索算法具有利用参数少、操作简单、易于实现、优良的随机搜索路径以及出色的优化能力等优点,已被用于优化声学结构参数[4-5]。Duan等[4]通过布谷鸟搜索算法优化了MPP和多孔金属复合结构的参数,在2 000~6 000 Hz的频率范围内获得的平均声音吸收系数为0.976 5。Yang等[5]通过布谷鸟搜索算法优化了具有有限尺寸的标准化多层MPP的结构参数,层数为1~4的标准化多层MPP在频率范围100~6 000 Hz内平均吸声系数分别为0.574 5,0.708 5,0.719 9和0.722 8。所以,笔者选取布谷鸟搜索算法作为工具,对变参数分空腔单层微穿孔板的结构参数进行优化。

首先,基于微穿孔板理论[6]构建了变参数分空腔单层微穿孔板结构的理论吸声模型,分析结构参数与吸声系数的关系;其次,确定优化目标和约束条件,通过布谷鸟搜索算法对变参数分空腔单层微穿孔板的结构参数进行优化,为后续样品的制备和吸声性能的评估提供了有效指导;然后,利用有限元仿真初步评估了最佳变参数分空腔单层微穿孔板结构的吸声性能,并通过驻波管测试验证有限元仿真的准确性和有效性;最后,对于每个最佳的变参数分空腔单层微穿孔板结构吸声性能进行了比较,为不同

* 江苏省自然科学基金面上资助项目(BK20201336)
收稿日期:2020-07-12;修回日期:2020-12-04

频率范围找到最佳的吸声器，这为装备吸声降噪提供了理论指导，具有重要的军事意义和应用价值。

1　变参数分空腔单层微穿孔板结构

微穿孔板的结构参数包括板的厚度、微孔的直径、相邻孔间距离以及空腔长度，这些参数影响其吸声性能。笔者研究的变参数分空腔单层微穿孔板结构是由多组结构参数不相同的微穿孔板并联拼接而成，其基本结构如图 1 所示（以 4 组结构参数微穿孔板为例）。微孔为圆形、呈线性等距排列，并且不同微孔的板后空腔需要用隔板隔开，使各不同孔径微孔独立的吸声特性有效地结合起来[7]。焦风雷等[8]已经证明，不同孔径组成的单层变孔径微穿孔板结构可以拓宽吸声频带。

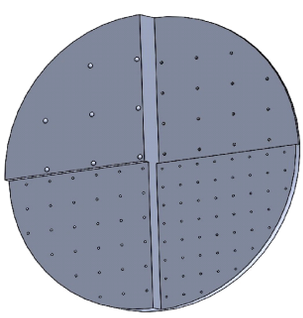


图 1　变参数分空腔单层微穿孔板结构示意图

Fig.1　Schematic diagram of a single-layer microperforated panel structure with variable parameters and separated cavities

笔者所研究的变参数分空腔单层微穿孔板结构中不同结构参数的组数为 1～4，优化目标是在 100～500 Hz，100～1 000 Hz，100～1 500 Hz 和 100～2 000 Hz 的频率范围内获得最佳的吸声性能。变参数分空腔单层微穿孔板结构的理论模型可以通过声电类比法构建。在声学研究领域，很多研究已经通过简化的电路图对吸声结构的吸声特性进行分析，此方法被称为声电类比法。因此，图 1 的结构可以理解为微穿孔板上不同结构参数的部分微穿孔板的声阻抗与各自的板后空腔串联再相互并联，由此可以得出等效电路如图 2 所示。

对于笔者研究的变参数分空腔单层微穿孔板结构，其第 i 组结构参数的声阻抗率 Zs_i 可以根据微穿孔板理论[6]通过式(1)计算得到

$$Zs_i = R_i + \mathrm{j}\omega M_i \tag{1}$$

其中：R_i 为微穿孔板的声阻；ω 为声波角频率；M_i 为微穿孔板的声质量。

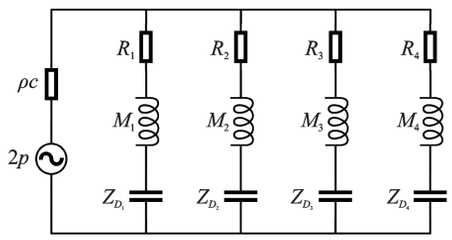


图 2　变参数分空腔单层微穿孔板结构等效电路图

Fig.2　The equivalent circuit diagram of a single-layer microperforated panel structure with variable parameters and separated cavities

R_i 和 M_i 可以分别由式(2)和(3)计算得到

$$R_i = \frac{32(\mu+\upsilon)\rho}{\varepsilon_i}\frac{t_i}{d_i^2}\left(\sqrt{1+\frac{k_i^2}{32}}+\frac{\sqrt{2}}{8}k_i\frac{d_i}{t_i}\right) \tag{2}$$

$$M_i = \frac{t_i\rho}{\varepsilon_i}\left(1+\frac{1}{\sqrt{9+\frac{k_i^2}{2}}}+0.85\frac{d_i}{t_i}\right) \tag{3}$$

其中：ρ 为空气密度；μ 为空气的黏度系数；υ 为金属板的导热系数；ε_i 为穿孔率；t_i 和 d_i 分别为微穿孔板的厚度和微孔的直径；k_i 为穿孔板常数。

$$\varepsilon_i = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d_i}{b_i}\right)^2 \tag{4}$$

$$\omega = 2\pi f \tag{5}$$

$$k_i = \sqrt{\frac{\omega}{\mu+\upsilon}}\frac{d_i}{2} \tag{6}$$

其中：d_i 和 b_i 分别为微孔的直径和相邻微孔之间的距离；f 为声波频率。

根据微穿孔板理论[6]，可以推导出变参数分空腔单层微穿孔板结构的总声阻抗率 z_{total} 为

$$z_{\mathrm{total}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{Zs_i}{\rho c}-\mathrm{j}\cot\left(\frac{\omega}{c}D_i\right)\right)^{-1}} \tag{7}$$

其中：D_i 为板后空腔长度。

由此可得变参数分空腔单层微穿孔板结构的吸声系数为

$$\alpha = 1-\left|\frac{z_{\mathrm{total}}-1}{z_{\mathrm{total}}+1}\right|^2 \tag{8}$$

2　布谷鸟搜索优化算法

根据第 1 节中理论吸声模型，选取布谷鸟搜索优化算法，优化获得变参数分空腔单层微穿孔板结构的最佳结构参数。

2.1 优化流程

对于变参数分空腔单层微穿孔板结构，其吸声性能由各组微穿孔板的结构参数共同决定。基于布谷鸟搜索算法的变参数分空腔单层微穿孔板结构的优化设计步骤如下。

1）建立优化模型。以变参数分空腔单层微穿孔板结构在给定的频率范围$\left[f_{\min},f_{\max}\right]$平均吸声系数最大为目标，建立目标函数，即

$$\langle\alpha\rangle=\max\left(\text{average}\left(\alpha\left(f\right)\right)\right) \tag{9}$$

2）确定决策变量和约束条件。考虑实际加工工艺条件限制，对各结构参数设定如下约束条件（数值单位为m）

$$\begin{cases}2\times10^{-4}\leqslant d_i\leqslant2\times10^{-3}\\10^{-3}\leqslant b_i\leqslant20\times10^{-3}\\0.1\times10^{-3}\leqslant t_i\leqslant1\times10^{-3}\\D_i+t_i=20\times10^{-3}\end{cases} \tag{10}$$

3）确定布谷鸟搜索算法的运算参数。宿主鸟窝种群数量$n=20$，最大发现概率$p_a=0.25$，步长控制因子的最大值$\beta_{\max}\leqslant1$，最小值$\beta_{\min}\geqslant0$，步长控制因子通过式(11)计算得到。设置种群进化最大迭代次数为10 000，生成初始的随机种群，并令迭代次数初始值为1。随机生成符合条件的自变量，计算每一个宿主鸟窝的目标函数值并记录，不断迭代直至满足结束条件，输出最优解。

$$\beta(z)=\frac{\beta_{\min}}{1+(\frac{\beta_{\min}}{\beta_{\max}}-1)\exp(-az)} \tag{11}$$

其中：z为迭代的次数；a为β的衰减率的初始值。

2.2 优化结果

布谷鸟搜索优化得到的最佳结构参数以及相应的平均吸声系数理论值分别如表1～4所示。优化结果表明，对于每个目标频率范围，变参数分空腔单层微穿孔板结构的平均吸声系数随着结构参数组数从1～4的增加而增长。从变参数分空腔单层微穿孔板结构的最佳平均吸声系数可以看出，通过优化结构参数可以改善其吸声性能。

尽管通过布谷鸟搜索算法获得了目标频率范围的变参数分空腔单层微穿孔板结构的理论最佳结构参数，但仍需通过有限元仿真和驻波管测试，检验理论模型与布谷鸟搜索算法的有效性和可靠性。

表1 目标频率范围为100~500 Hz时的最佳结构参数

Tab.1 The optimal structural parameters for the target frequency range of 100~500 Hz

结构参数组数	孔径/mm	孔间距/mm	板厚/mm	空腔长度/mm	平均吸声系数
1	1.07	20.00	0.78	19.22	0.354 5
2	1.04	20.00	0.57	19.43	0.512 2
	0.88	20.00	1.00	19.00	
3	1.07	19.90	0.55	19.45	0.611 4
	0.82	19.98	1.00	19.00	
	0.82	20.00	1.00	19.00	
4	0.79	19.96	0.96	19.04	0.679 9
	0.78	20.00	1.00	19.00	
	1.13	19.25	0.72	19.28	
	0.78	19.97	1.00	19.00	

表2 目标频率范围为100~1 000 Hz时的最佳结构参数

Tab.2 The optimal structural parameters for the target frequency range of 100~1 000 Hz

结构参数组数	孔径/mm	孔间距/mm	板厚/mm	空腔长度/mm	平均吸声系数
1	0.59	8.34	0.35	19.65	0.462 6
2	0.60	7.40	0.41	19.59	0.633 5
	0.86	19.10	0.24	19.76	
3	0.59	6.62	0.48	19.52	0.722 9
	0.76	14.26	0.37	19.63	
	0.95	19.97	0.98	19.02	
4	0.61	6.34	0.56	19.44	0.778 5
	0.75	12.58	0.51	19.49	
	0.79	19.91	0.66	19.34	
	0.84	19.68	0.83	19.17	

表3 目标频率范围为100~1 500 Hz时的最佳结构参数

Tab.3 The optimal structural parameters for the target frequency range of 100~1 500 Hz

结构参数组数	孔径/mm	孔间距/mm	板厚/mm	空腔长度/mm	平均吸声系数
1	0.41	4.23	0.37	19.63	0.534 8
2	0.39	3.53	0.42	19.58	0.698 2
	0.66	11.73	0.30	19.70	
3	0.38	3.05	0.50	19.50	0.780 3
	0.59	9.00	0.38	19.62	
	0.93	19.98	0.51	19.49	
4	0.38	2.85	0.55	19.45	0.827 3
	0.59	8.5	0.38	19.62	
	0.89	19.99	0.89	19.11	
	0.81	16.35	0.54	19.46	

表 4　目标频率范围为 100~2 000 Hz 时的最佳结构参数

Tab.4　The optimal structural parameters for the target frequency range of 100~2 000 Hz

结构参数组数	孔径/mm	孔间距/mm	板厚/mm	空腔长度/mm	平均吸声系数
1	0.31	2.58	0.35	19.65	0.588 1
2	0.29	2.04	0.41	19.59	0.742 6
	0.55	8.52	0.32	19.68	
3	0.50	6.40	0.41	19.59	0.816 4
	0.88	18.54	0.33	19.67	
	0.28	1.70	0.5	19.50	
4	0.27	1.67	0.43	19.55	0.858 0
	0.47	5.38	0.55	19.33	
	0.73	12.67	0.55	19.44	
	0.91	19.75	0.85	19.12	

3　有限元仿真

为了提高验证效率并降低实验成本，采用有限元仿真对目标频率范围可变的变参数分空腔单层微穿孔板结构的吸声性能进行了初步验证。在虚拟声学实验室[9]中建立如图 3 所示的有限元仿真模型，驻波管的尺寸设置为 60 mm × 60 mm × 300 mm，将其划分为 5 mm 的三角形网格。传声器 1 到微穿孔板的距离为 90 mm，传声器 2 到微穿孔板的距离为 40 mm。将驻波管模型的左侧面定义为声波入射面，微穿孔板为一层与表 1~4 中微穿孔板板厚相同的空气层。由于微穿孔板小孔的存在，使得划分有限元的网格变得非常困难，而且网格质量很差，网格的数量和计算量非常巨大。为了解决小孔的问题，在建立声学有限元网格时，通常忽略小孔，在声学计算的时候，在微穿孔两边的网格之间通过定义一种传递导纳关系，间接模拟这些小孔。所以，本次仿真根据表 1~4 中的最佳结构参数计算出微穿孔板两侧的传递导纳关系来模拟微穿孔板吸声机理[10-12]。

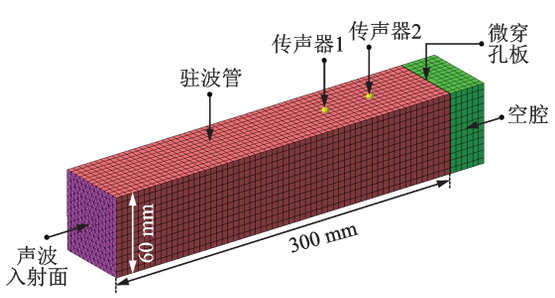


图 3　单层变孔径微穿孔板结构的有限元仿真模型

Fig.3　Finite element simulation model of the single-layer microperforated panel structure with variable parameters and separated cavities

将变参数分空腔单层微穿孔板结构平均吸声系数理论值和仿真值进行比较，可以评估最佳结构参数的准确性和布谷鸟搜索优化算法的有效性。

4　驻波管测试

为检验有限元仿真的有效性和准确性，根据表 1~4 中的最佳结构参数，利用精密激光束加工技术制备出不同频率范围内优化后的变参数分空腔单层微穿孔板结构，通过驻波管测量样品的垂直入射吸声系数[13-16]。实验中使用的是 AWA6128A 型驻波管测试仪，结构如图 4 所示。将测试样品安装在被测材料管中，调整刚性活塞获得板后空腔长度，驻波管的另一端连接扬声器，将正弦波信号通过扬声器放大垂直射向待测样品，通过变参数分空腔单层微穿孔板结构反射的回波则由安装在滑车上的测试探头接收，通过调节滑车在滑道上的位置，可以获得一定频率的峰值声级和相应的谷值声级，根据驻波比可以测出样品的吸声系数。

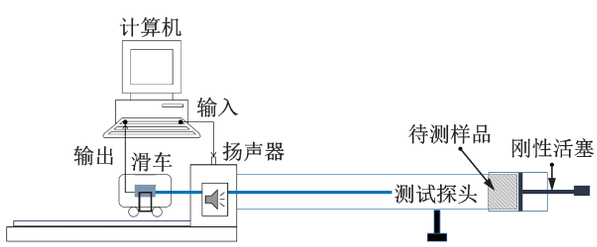


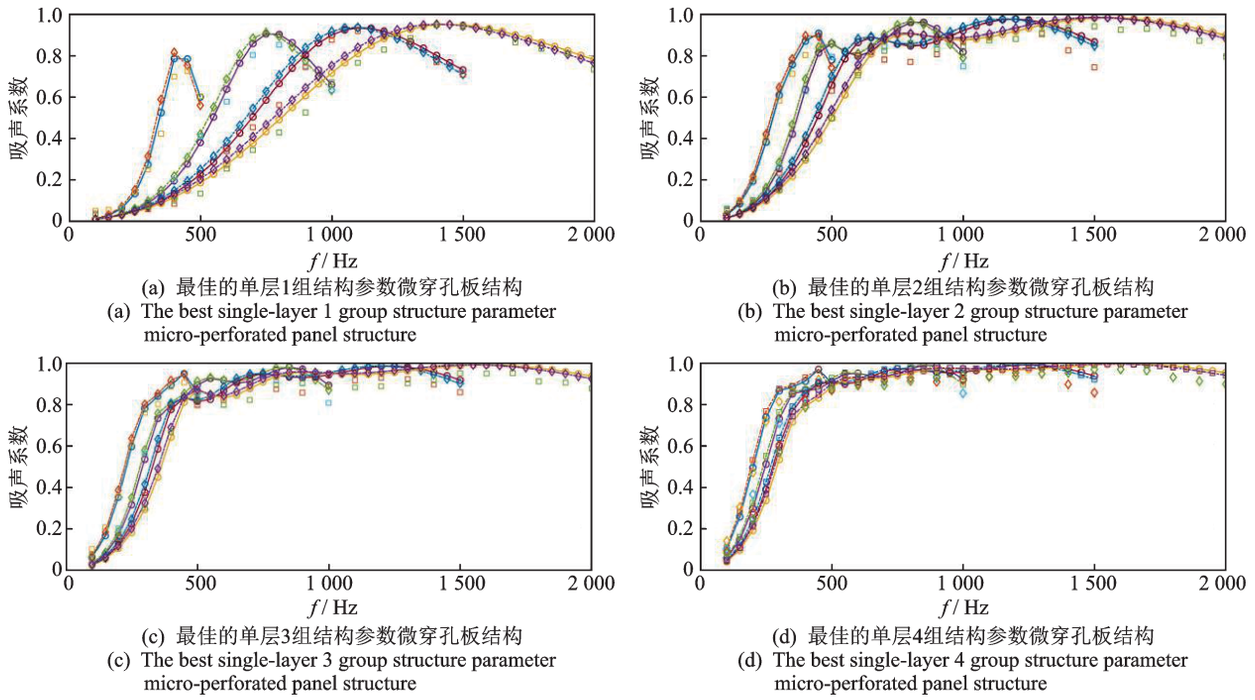
图 4　AWA6128A 型驻波管测试仪结构示意图

Fig.4　Structure diagram of AWA6128A standing wave tube tester

变参数分空腔单层微穿孔板结构的实际吸声系数可以通过计算机中的控制软件计算得到[13-16]。通过这种方式，获得具有可变目标频率范围的变参数分空腔单层微穿孔板结构的实际吸声系数，可以为构建的理论吸声模型、选择的布谷鸟搜索优化算法以及利用的有限元仿真方法提供实验验证。

5　结果与讨论

图 5 中展示了这些最佳变参数分空腔单层微穿孔板结构在可变目标频率范围内的吸声系数理论值、仿真值和实验值。为避免多组数据之间出现重叠和混淆，图 5 根据结构参数组数来划分。优化变参数分空腔单层微穿孔板结构的平均吸声系数理论值、仿真值和实验值对比如表 5 所示。



(a) 最佳的单层1组结构参数微穿孔板结构
(a) The best single-layer 1 group structure parameter micro-perforated panel structure

(b) 最佳的单层2组结构参数微穿孔板结构
(b) The best single-layer 2 group structure parameter micro-perforated panel structure

(c) 最佳的单层3组结构参数微穿孔板结构
(c) The best single-layer 3 group structure parameter micro-perforated panel structure

(d) 最佳的单层4组结构参数微穿孔板结构
(d) The best single-layer 4 group structure parameter micro-perforated panel structure

100~500 Hz理论值； 100~500 Hz仿真值； 100~500 Hz实验值； 100~1 000 Hz理论值； 100~1 000 Hz仿真值； 100~1 000 Hz实验值
100~1 500 Hz理论值； 100~1 500 Hz仿真值； 100~1 500 Hz实验值； 100~2 000 Hz理论值； 100~2 000 Hz仿真值； 100~2 000 Hz实验值

图 5 最佳变参数分空腔单层微穿孔板结构的吸声系数

Fig.5 The sound absorption coefficient of the optimal single-layer microperforated panel structure with variable parameters and separated cavities

表 5 优化变参数分空腔单层微穿孔板结构平均吸声系数对比

Tab.5 Comparison of average sound absorption coefficient of single-layer microperforated panel structure with optimized variable parameters and separated cavities

目标频率范围/Hz	组数	平均吸声系数		
		理论值	仿真值	实验值
100～500	1	0.354 5	0.364 7	0.333 7
	2	0.512 2	0.524 4	0.485 5
	3	0.611 4	0.623 7	0.602 8
	4	0.679 9	0.691 6	0.662 6
100～1 000	1	0.462 6	0.472 6	0.437 0
	2	0.633 5	0.643 4	0.594 4
	3	0.722 9	0.732 4	0.684 0
	4	0.778 5	0.786 9	0.745 6
100～1 500	1	0.534 8	0.545 0	0.502 8
	2	0.698 2	0.707 4	0.647 1
	3	0.780 3	0.788 3	0.734 7
	4	0.827 3	0.834 2	0.787 5
100～2 000	1	0.588 1	0.598 1	0.555 6
	2	0.742 6	0.751 0	0.706 9
	3	0.816 4	0.823 4	0.773 6
	4	0.858 0	0.863 9	0.826 7

由图 5 可以看出，对于不同的组数和频率范围，优化后的吸声系数理论值、仿真值和实验值的一致性高，证明了本研究所建立的理论吸声模型、选择的布谷鸟搜索优化算法和使用的有限元仿真方法是准确的。由表 5 可以看出，4 种结构参数微穿孔板吸声结构的平均吸声系数更优于 2 种以及 3 种结构参数微穿孔板吸声结构，这说明变参数分空腔单层微穿孔板结构的吸声性能与不同结构参数的组数多少密切相关。

6 结 论

1) 理论数据、仿真数据和实验数据之间的一致性高，证明了理论吸声模型、布谷鸟搜索优化算法和有限元仿真的准确性。

2) 在总厚度为 20 mm 的限制条件下，对于目标频率范围 100～500 Hz，100～1 000 Hz，100～1 500 Hz 和 100～2 000 Hz，相应的变参数分空腔单层微穿孔板结构的最佳实际平均吸声系数分别为 0.662 6，0.745 6，0.787 5 和 0.826 7，表现出了出色的低频吸声性能。

3) 随着结构参数种类的增加，变参数分空腔单层微穿孔板结构的吸声频带变宽，3 组结构参数分

空腔单层微穿孔板结构和4组结构参数分空腔单层微穿孔板结构在400～2 000 Hz的频率范围内的吸声系数超过0.8。

4）与传统微穿孔板吸声结构相比，优化变参数分空腔单层微穿孔板结构的低频吸收性能显著提高，吸声频带宽，因而在装备吸声降噪领域具有很大的实际应用价值。

参　考　文　献

[1] 张浩．压电分流型声学超材料的隔声特性研究[D]．长沙：国防科学技术大学，2016.

[2] BUCCIARELLI F，MALFENSE-FIERRO G P，MEO M. A multilayer microperforated panel prototype for broadband sound absorption at low frequencies[J]. Applied Acoustics，2019，146：134-144.

[3] SHI S X，JIN G Y，XIAO B，et al，Acoustic modeling and eigenanalysis of coupled rooms with a transparent coupling aperture of variable size[J]. Journal of Sound and Vibration，2018，419：352-366.

[4] DUAN H Q，SHEN X M，YANG F，et al. Parameter optimization for composite structures of microperforated panel and porous metal for optimal sound absorption performance[J]. Applied Sciences，2019，9(22)：4798.

[5] YANG X C，CHEN L，SHEN X M，et al. Optimization of geometric parameters of the standardized multilayer microperforated panel with finite dimension[J]. Noise Control Engineering Journal，2019，67(3)：197-209.

[6] 马大猷．现代声学理论基础[M]．北京：科学出版社，2004：210-230.

[7] 钱玉洁．宽频带单层微穿孔板吸声体的研究[D]．合肥：中国科学技术大学，2014.

[8] 焦风雷，杨传成，杨建军，等．微穿孔板吸声体的准确理论和计算机辅助设计[J]．噪声与振动控制，2000(1)：18-23.
JIAO Fenglei，YANG Chuancheng，YANG Jianjun，et al. Accurate theory and computer aided design of micro-perforated sound absorber[J]. Noise and Vibration Control，2000(1)：18-23.（in Chinese）

[9] YANG X C，SHEN X M，DUAN H Q，et al. Improving and optimizing sound absorption performance of polyurethane foam by prepositive microperforated polymethyl methacrylate panel[J]. Applied Sciences，2020，10(6)：2103.

[10] YANG X C，BAI P F，SHEN X M，et al. Optimal design and experimental validation of sound absorbing multilayer microperforated panel with constraint conditions[J]. Applied Acoustics，2019，146：334-344.

[11] YANG X C，PENG K，SHEN X M，et al. Geometrical and dimensional optimization of sound absorbing porous copper with cavity[J]. Materials & Design，2017，131：297-306.

[12] BAI P F，YANG X C，SHEN X M，et al. Sound absorption performance of the acoustic absorber fabricated by compression and microperforation of the porous metal[J]. Materials & Design. 2019，167：107637.

[13] SHEN X M，BAI P F，YANG X C，et al. Low-frequency sound absorption by optimal combination structure of porous metal and microperforated panel[J]. Applied Sciences，2019，9(7)：1507.

[14] YANG F，SHEN X M，BAI P F，et al. Optimization and validation of sound absorption performance of 10-layer gradient compressed porous metal[J]. Metals，2019，9(5)：588.

[15] LI X，WU Q Q，KANG L D，et al. Design of multiple parallel-arranged perforated panel absorbers for low frequency sound absorption[J]. Materials，2019，12(13)：2099.

[16] QIAN Y J，KONG D Y，FEI J T. A note on the fabrication methods of flexible ultra microperforated panels[J]. Applied Acoustics，2015，90：138-142.



第一作者简介：杨菲，女，1995年10月生，硕士生。主要研究方向为军用机械工程装备噪声控制结构设计与优化。
E-mail：19962061916@163.com

通信作者简介：沈新民，男，1985年10月生，副教授。主要研究方向为装备噪声控制。
E-mail：shenxmjfjlgdx2014@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.018

相干声场的快速预测方法研究*

吕　岩[1,2]，　刘志红[1,2]，　吴　群[1,2]，　仪垂杰[2]
（1.青岛理工大学机械与汽车工程学院　青岛，266520）
（2.工业流体节能与污染控制教育部重点实验室　青岛，266520）

摘要　为解决封闭空间相干声场预测模型复杂度高、计算效率低的问题，运用复虚源原理（image-source method，简称ISM）和快速多极思想（fast multipole algorithm，简称FMA），提出一种相干声场的快速预测方法（FMA-ISM）。首先，将封闭空间内的声源等效为一规则排布的复源点集，基于复虚源原理构建了虚拟接收点模型和考虑声场相干性的多点对多点的声场预测模型；其次，引入快速多极展开算法，将多点对多点的复杂映射关系转化为点集对点集的快速计算过程，降低虚源分析的阶数，在保证虚源模型精度的前提下提高计算效率；最后，通过仿真和实验验证了FMA-ISM方法的有效性。研究结果表明：与有限元法、声线法和虚源法相比，FMA-ISM方法预测声场场点声压级平均误差在3 dB内，模型计算速度提高50%以上。

关键词　相干声场；虚源法；快速多极算法；噪声预测模型；求解效率
中图分类号　TB533；TH18

引　言

噪声控制中，室内声场的预测对于室内声学响应及噪声治理有重要意义。有效的声场预估能获得准确的声场特征和主要噪声源，为室内声源的布置和制定合理的噪声治理方案提供理论依据。

20世纪80年代，有学者提出众多虚声源模型来模拟室内声场，这些预测模型忽略声波之间的干涉效应，导致计算精度低、误差大。为改善这一缺陷，Wang等[1]将分析不同声波之间声压相干效应的虚源法应用于工厂车间和开放式办公室的声场预估，结果表明考虑声波相干的模型能提高声场预测精度，但因模型对声源和边界条件的简化，误差仍然突出。Lemire[2]建立了复杂虚源声场预测模型，将声波在边界上的反射视为球面波。Nobile等[3]针对单次球面波反射，提出了数值求解方法。文献[4-8]对不同声学边界条件的空间声场进行预估，拓宽了复虚源模型的预测范围，证明了将不同边界简化为不同的边界阻抗并结合虚源法能有效预估声场分布，减小预测误差，但对大尺度空间、复杂声源的预测，其计算精度有限且计算复杂度仍较高。

针对模型的预测精度，Wang等[9]对超大空间的声场进行了研究，结果表明随着空间体积的增大，声场变化的主要原因是反射声能量的改变，并基于虚源法与声压级衰减公式提出了超大空间声场的预测公式，但超大空间边界引起的散射更为复杂，使用不考虑声波干涉的模型精度仍有限。徐禄文等[10]采用声线法对影响变压器主变室外声场的因素进行了分析，其结果说明声场边界阻抗的分布对声场的分布有重要的影响，准确的边界条件是声场精度的重要前提，但其提出的预测模型仍不考虑声场的干涉。

为了提高预测精度，除了对预测模型进行改进，部分学者对声源的处理也做了相应的研究。文献[11-17]应用不同优化的噪声源模型来重构分析设备的辐射声场，预测结果的精度有了很大提升。等效噪声源模型的优化研究从另一方面提高了声场预估的精度，但同时复杂噪声源模型在应用时的计算量也随之增加。针对模型的计算效率，张朝金等[18]在射线模型和高斯射线束理论基础上，利用并行化处理对Bellhop射线模型进行了优化并开发了BellhopMP模型，该模型通过多核计算机并行计算大大提高了水下声场预估效率。此外，在声学计算领域为提高计算效率，众多学者将快速多极算法引入计算之中。Jiang等[19]将快速多极算法引入2维声学问题，并将计算复杂度由$O(N^2)$降低到$O(N\log N)$。张炳荣等[20]将快速多极算法引入基

*　国家自然科学基金资助项目（61871447，61671262）
收稿日期：2020-06-28；修回日期：2020-09-13

本解法，实现了一种2维声场快速预测方法。张士伟[21]将3维多极算法引入机械噪声的预测，以发动机为例，说明该方法求解噪声源辐射噪声的有效性，但仍未见快速多极算法具体应用于相干声场的预测当中。

针对封闭空间相干声场预估保证精度同时满足计算效率的要求，首先，基于ISM原理构建了虚拟接收点模型和考虑声场相干性的基本预测模型，考虑声场的多项因素以满足精度要求；其次，引入快速多极展开算法，将多点对多点的复杂映射关系转化为点集对点集的快速计算过程，对模型进行降阶计算以提高计算效率；最后，通过实验仿真验证本研究方法在复杂声场预测的高效性及适用性。

1　预测模型基本原理

1.1　复虚源相干模型

虚源法将噪声源对室内接收点的作用转化为若干阶虚源对接收点作用总和，虚拟声源与实际声源关于边界有一定的几何对称关系。虚源法原理如图1所示，其中：S为声源点；R为接收点；$S(I)$为虚拟源点。

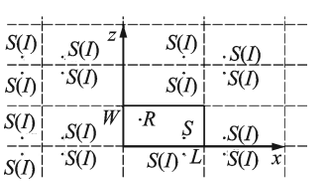


图1　虚源法原理图

Fig.1　Schematic diagram of the virtual source method

一个源点对接收点的作用相当于源点与无数虚源对接收点的作用之和，即

$$P(x)=P_0+\sum_{i=1}^{\infty}P_i \tag{1}$$

其中：$P(x)$为接收点声压；P_0为直达声贡献；P_i为各虚源点贡献。

直达声的贡献可直接由式$P_0=qG(r_s,r_r)$计算，其中：q为源强；$G(r_s,r_r)$为格林函数。而虚源的作用考虑边界的反射引入反射系数，即虚源的作用可表示为$\prod_{j=1}^{n}Q_j\,qG(r_s,r_r)$，$Q_j$为边界的单次反射系数，得到总的反射系数代入即可求得虚源对接收点的贡献，依次求解所有虚源的贡献代入式(1)可得接收点的声压。

笔者对于单次反射系数采用式(2)的复反射系数，即

$$Q_j=1-\frac{4\mathrm{i}k\beta_j Bd_N}{\beta_j+\cos\theta_n}I\left(k,d_N,\beta_j,\theta_n\right) \tag{2}$$

其中：k为波数；β_j为第j个墙壁的法向比声导纳；d_N为该路径到达接收点的传播距离；θ_n为第j个界面上入射方向与界面法向的夹角；i为虚数单位。

$I\left(k,d_N,\beta_j,\theta_n\right)$为关于$k,d_N,\beta_j,\theta_n$的函数

$$I\left(k,d_N,\beta_j,\theta_n\right)=\int_0^{\infty}\frac{\mathrm{e}^{-\mathrm{i}kd_N\left(t^2+2Bt\right)}}{\sqrt{1-\dfrac{t^2}{H}-\dfrac{2Bt}{H}}}\mathrm{d}t \tag{3}$$

其中：$B=-\mathrm{i}\sqrt{1+\beta_j\cos\theta_n-\left(1-\beta_j^2\right)^{1/2}\sin\theta_n}$；$H=1+\beta_j\cos\theta_n+\left(1-\beta_j^2\right)^{1/2}\sin\theta_n$。

根据不同边界条件及传递路径，由式(2)和式(3)计算出单次反射系数，进而求得单个虚源点与接收点的总反射系数，代入式(1)与直达声贡献相加即可求得接收点处的声压值为

$$p(x_i)=\mathrm{i}\rho\omega\sum_{m=1}^{N}q\left(y_m\right)G\left(x_i,y_m\right) \tag{4}$$

式(4)为针对不同边界条件的波叠加法基本原理，由此可知，噪声设备在空间产生的声场可由一系列配置的等效源叠加而成。等效源点的源强可由若干场点匹配而来，进而可用等效源点代替设备参与声场计算。

根据式(1)计算各个等效源点对接收点的贡献，求和即为所求声场分布。但各源点与各自虚源点的可见性判断、传递路径分析及复反射系数的求解等已占有很大计算量，而等效源点的数目一般与等效精度有关，无法选取太少，因此对各等效源点采取虚源法的计算量是巨大的。鉴于此，引入快速多极基本算法，将各等效源点的作用简化为一个参考点的贡献，从而降低计算量。

1.2　快速多极展开算法

快速多极算法的基本思想是通过将核函数即本研究的格林函数多极展开、局部展开及相应的展开转移，将源点集与接受点集中点与点的相互作用转化为两个点集单元的相互作用，原理如图2所示。其中：y_i代表噪声点；x_i代表接收点；X_1，Y_1为子晶格中心；X_0，Y_0为两八叉树结构的中心；$M2M$，$L2L$为子晶格中心间的作用关系；$M2L$为源点集与接收点集间的作用关系。现求解三维格林函数多极展开系数及展开系数转移式，以下列出关键结论及推导式。

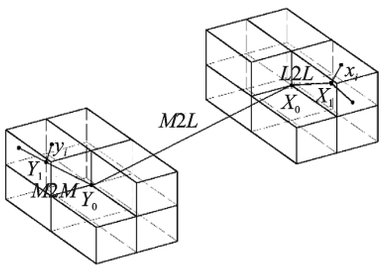


图 2 3维快速多极算法示意图

Fig.2 Schematic diagram of three-dimensional fast multipole algorithm

根据Graf加法原理，0阶第1类汉克函数可展开为

$$h_0^1(\mu)=\sum_{n=0}^{\infty}(2n+1)\,j_n(v)\,h_n^1(w)\,P_n(\cos\gamma) \tag{5}$$

其中：$j_n(\cdot)$为n阶贝塞尔函数；$h_n^1(\ )$为n阶1类汉克函数；$P_n(\ )$为n次勒让德多项式。

三维格林函数可表述为

$$G(x,y)=\frac{e^{ikr''}}{4\pi r''}=\frac{ik}{4\pi}h_0^1(kr'')=\frac{ik}{4\pi}\sum_{n=0}^{\infty}(2n+1)\,j_n(r')\,h_n^1(kr)\,P_n(\cos\gamma) \tag{6}$$

其中：r''为xy间的距离；r'为Y_1y间的距离；r为Y_1x间的距离；γ为Y_1x与Y_1y的夹角。

进一步将勒让德多项式展开，并定义新函数$Y_n^m(\theta,\phi)$，$\bar{I}_n^m(k,Y_1y)$和$O_n^m(k,Y_1x)$，得到

$$G(x,y)=\frac{ik}{4\pi}\sum_{n=0}^{\infty}(2n+1)\sum_{m=-n}^{n}\bar{I}_n^m(k,Y_1y)\,O_n^m(k,Y_1x) \tag{7}$$

其中：$\bar{I}_n^m(k,Y_1y)$为$I_n^m(k,Y_1y)$的复共轭。

$I_n^m(k,Y_1y)$，$O_n^m(k,Y_1x)$和$Y_n^m(\theta,\phi)$分别为

$$I_n^m(k,Y_1y)=j_n(kr')Y_n^m(\theta',\phi')$$

$$O_n^m(k,Y_1x)=h_n^1(kr)Y_n^m(\theta,\phi)$$

$$Y_n^m(\theta,\phi)=\sqrt{\frac{(n-m)!}{(n+m)!}}P_n^m(\cos\theta)e^{im\phi}$$

根据上述，式(4)可表示为

$$p(x_i)=\frac{-\rho ck^2}{4\pi}\sum_{n=0}^{\infty}\sum_{m=-n}^{n}(2n+1)\times O_n^m(k,Y_1x)\,M_n^m(k,Y_1) \tag{8}$$

其中：$M_n^m(k,Y_1)$为多极展开系数。

$$M_n^m(k,Y_1)=\sum_{j=1}^{l}M_n^m(k,Y_1y_j)=\sum_{j=1}^{l}\bar{I}_n^m(k,Y_1y)\,q_j \tag{9}$$

另将格林函数在Y_0处展开，得到展开系数转移式

$$M_n^m(k,Y_0)=\sum_{n'=0}^{\infty}\sum_{m'=-n'}^{n'}\sum_l(2n'+1)(-1)^{m'}\times W_{n,n',m,m',l}I_l^{m+m'}(k,Y_0Y_1)\,q_jM_{n'}^{-m'}(k,Y_1) \tag{10}$$

式(12)中，$W_{n,n',m,m',l}$为

$$W_{n,n',m,m',l}=(2l+1)i^{n'-n+1}\begin{pmatrix}n & n' & l\\ 0 & 0 & 0\end{pmatrix}\times\begin{pmatrix}n & n' & l\\ m & m' & -m-m'\end{pmatrix} \tag{11}$$

通过多极展开系数式(9)及展开转移系数式(10)即可将各子晶格作用转移至父晶格，逐级由最底层转移至最高层，从而实现将源点子集中各点对接收点的作用转化为子集整体对接收点的作用。

2 相干声场快速预测方法

本研究预测模型主要基于虚源法，将室内任意噪声源转化为等效源点集，引入快速多极算法计算虚源产生的声场，而直达声采用传统基本解法。具体实现步骤如下。

1) 对噪声源设备进行等效处理。根据等效源思想，将设备产生的声场等效为若干单极子点源的叠加声场，若已知声源边界条件则用式(4)求解各源点源强；若未知则采用声强或声全息的方法重构声源[16-17]。声源的源强矩阵及位置矩阵分别为

$$Q=\left[q_1,q_2,\ldots,q_i\right] \tag{12}$$

$$C_q=\left[q_1(x,y,z),q_2(x,y,z),\cdots,q_i(x,y,z)\right] \tag{13}$$

其中：q_i为第i个等效源源强；$q_i(x,y,z)$为第i个等效源位置坐标。

2) 对等效源点子集建立3维八叉树结构。笔者主要针对源点子集进行简化计算，只选取1个包含所有源强点的立方体，等分这个立方体得到第2层，依次对含有源点的小立方体进行划分直至最末层立方体中的源点数量小于设定的阈值。根据八叉树结构建立各级分层中心点的源强及位置坐标矩阵为

$$Y=\left[y_{1,1},y_{2,1},y_{2,2},\ldots,y_{i,j}\right] \tag{14}$$

$$C_y=\left[y_{1,1}(x,y,z),y_{2,1}(x,y,z),y_{2,2}(x,y,z),\cdots,y_{i,j}(x,y,z)\right] \tag{15}$$

其中：$y_{i,j}$为第i层第j个晶格中心的源强；$y_{i,j}(x,y,z)$为中心的坐标。

根据等效源点所在晶格，将等效源点进行范围划分，一般晶格内源点数量阈值为1，即1个晶格内

含1个等效源点。

3）建立虚源模型。若对等效源点子集建立虚源模型，则需建立相应阶数的源点八叉树结构，模型计算量较大，因此建立虚拟接收点模型，建立接收点关于边界的虚拟接收点子集，而噪声源对接收的作用表示为噪声源对每个接收点贡献的集合。在图1中与虚拟源相似，可得虚拟接收点(x_s, y_s, z_s)在空间的分布为

$$\begin{cases} x_l = \begin{cases} (l+1)L - x_s & (l\text{为奇数}) \\ lL + x_s & (l\text{为偶数}) \end{cases} \\ y_m = \begin{cases} (m+1)W - y_s & (m\text{为奇数}) \\ mW + y_s & (m\text{为偶数}) \end{cases} \\ z_n = \begin{cases} (n+1)H - z_s & (n\text{为奇数}) \\ nH + z_s & (n\text{为偶数}) \end{cases} \end{cases} \tag{16}$$

其中：(L, W, H)为边界的尺寸。

为计算方便将坐标原点置于室内某一顶点，另$l\in(-\infty,\infty)$，$n\in(-\infty,\infty)$，$m\in(-\infty,\infty)$，因此给定了1组(l,n,m)的值就决定了1个特定的虚拟接收点。由此建立虚拟接收点的声场响应值矩阵及位置矩阵为

$$R = [s_1, s_2, \ldots, s_i] \tag{17}$$

$$C_s = \left[s_1(x,y,z), s_2(x,y,z), \ldots, s_i(x,y,z)\right] \tag{18}$$

其中：s_i为第i个虚拟接收点的响应值；$s_i(x,y,z)$为虚拟接收点位置。

由边界的尺寸可得，边界S_{L_0}，S_{L_1}，S_{W_0}，S_{W_1}，S_{H_0}，S_{H_1}在3维空间的虚拟边界分布分别为S_{L_0+2lL}，S_{L_1+2lL}，S_{W_0+2nW}，S_{W_1+2nW}，S_{H_0+2mH}及S_{H_1+mH}，$l,n,m\in(-\infty,\infty)$。S分别表示各边界面，当$l,n,m=0$时为6个实际边界面。

4）上行历遍。在源强八叉树结构中，根据等效源点位置矩阵式(13)与八叉树结构晶格中心位置矩阵式(15)，利用式(9)与式(10)计算结构各层晶格的多极展开系数及转移系数，将各等效源点作用逐级向父层转移，直至最高层，将整个点集的作用转化为中心Y_0的作用Q_{Y0}。

5）室内声场计算。根据虚拟接收源位置矩阵与源强八叉树结构中心Y_0的坐标关系建立传递路径函数，不同的虚拟边界对应不同的边界阻抗，求解路径与空间虚拟边界的交点从而确定该路径的传递距离、反射次数、各单次碰撞反射系数与总的反射系数，建立各接收点对应的反射系数矩阵

$$\tau = [\tau_1, \tau_2, \tau_3, \ldots, \tau_i] \tag{19}$$

逐次求解Y_0对所有虚拟接收的贡献

$$P_i = \tau_i Q_{Y0} \tag{20}$$

所有虚拟接收点均满足多极算法的前提，根据步骤2和4建立的作用点Y_0与步骤3建立的虚源模型计算所有反射声的贡献$\sum_{i=1}^{\infty} P_i$，根据步骤1的等效源点模型用传统基本解法计算直达声P_0，避免对多极算法的条件判断。将直达声与反射声相加即得到室内任一场点的声场信息。

3　实验与仿真分析

3.1　仿真分析

3.1.1　仿真示例1

为对比FMA-ISM方法的计算精度，针对某长方体空间进行数值仿真模拟，仿真模型示意图如图3所示。为了便于对比其他方法，模拟长方形空间参数为1 000 mm×500 mm×500 mm，设置8个声源和9个接收点，每个单极子声源振幅A设为0.1，声源及接收点的位置参数如表1和表2所示。墙面边界阻抗属性按照数据库中普通厂房钢架结构材料定义。

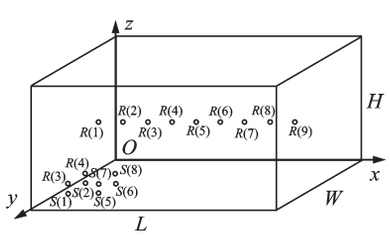


图3　仿真模型示意图

Fig.3　Schematic diagram of the simulation model

表1　声源位置参数表

Tab.1　Location parameters of sound source mm

编号	x	y	z	编号	x	y	z
1	5	20	30	5	15	20	30
2	5	20	20	6	15	20	20
3	5	30	30	7	15	30	30
4	5	30	20	8	15	30	20

表2　接收点位置参数表

Tab.2　Location parameters of receiver point mm

编号	x	y	z	编号	x	y	z
1	100	250	250	6	600	250	250
2	200	250	250	7	700	250	250
3	300	250	250	8	800	250	250
4	400	250	250	9	900	250	250
5	500	250	250				

为验证本研究方法的计算效率和精确度，现分别利用FMA-ISM方法、有限元方法及传统声线法对上述模型进行计算。由于基于波动理论的有限元方法精度较高，在此以有限元方法进行对比。FMA-ISM方法在Matlab下计算，计算取前5阶虚源。声线法利用Soundplan计算，Soundplan利用传统的声线法与虚源法，计算时不考虑声波相干性。计算在同一设备进行，计算机CPUi5-8600，双核6线程，运行内存为8 G。

本仿真算例中有限元网格划分大小为10 mm，计算频率范围为100～5 000 Hz，计算步长为10 Hz，接收点R_7计算结果对比如图4所示。由图可见，由于有限元方法与FMA-ISM方法均考虑相位影响，2种方法计算结果有相同的声压级变化趋势，反映了声波间的相位干涉。而有限元考虑了空间自身模态，其变化与FMA-ISM模型略有不同。另外，由于声线法不考虑相位，只考虑能量的叠加，使得变化趋势很小、误差较大。

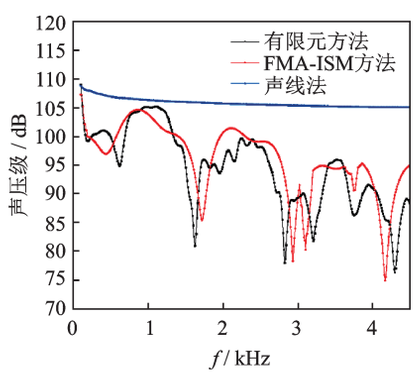


图4 接收点R_7计算结果对比图

Fig.4 Comparison of calculation results of receiving point R_7

进一步对比3种方法，采用绝对误差值对比FMA-ISM方法、传统声线法与有限元方法的误差

$$\varepsilon=\left|P_{\mathrm{Mod/Sou}}-P_{\mathrm{Fin}}\right| \tag{23}$$

其中：P_{Fin}为有限元计算结果；P_{Mod}为FMA-ISM方法计算结果；P_{Sou}为声线法计算结果。

接收点R_7误差结果对比如图5所示。由图可见：FMA-ISM方法的绝对误差基本在6 dB以下，个别与房间模态对应频率达到7～9 dB，平均误差为3 dB；声线法的绝对误差均在8 dB以上，部分达到了20 dB以上，平均误差达到了12 dB。

表3为3种方法计算时间对比。由表可知，FMA-ISM方法在保持一定误差精度的前提下，计算效率较有限元方法提高50%以上。但是本算例模型较为简单，随着模型复杂度的进一步提高，有限元方法的计算时间会大大增加。另外，声线法计算时间虽然也较低，但结果误差较大，不满足计算精度要求。

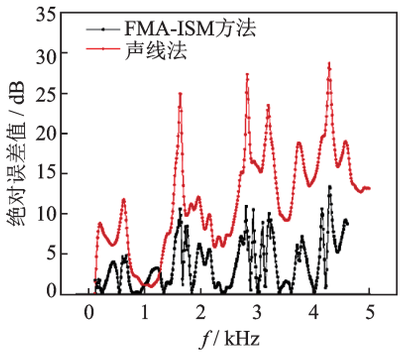


图5 接收点R_7误差结果对比图

Fig.5 Comparison of the error of the receiving point R_7 result

表3 不同方法计算时间对比

Tab.3 Comparison table of calculation time by different methods s

方法类别	有限元方法	FMA-ISM	传统声线法
计算时间	3 900	1 600	2 300

考虑在同一频率(500和4 000 Hz)下的各接收点结果，如图6和图7所示。由图可见，本研究方法

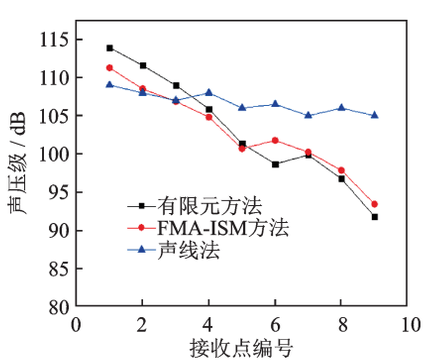


图6 接收点R_1～R_9在500 Hz计算结果对比图

Fig.6 Comparison of calculation results of receiving points R_1～R_9 at 500 Hz

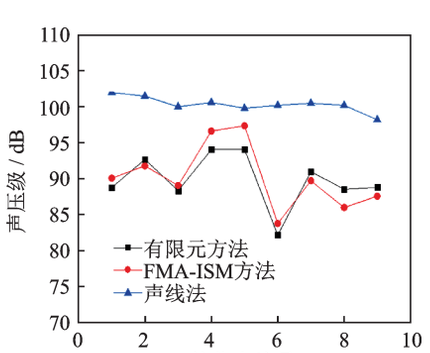


图7 接收点R_1～R_9在4 000 Hz计算结果对比图

Fig.7 Comparison of calculation results of receiving points R_1 ～ R_9 at 4 000 Hz

计算结果均与有限元结果变化趋势趋于一致，而声线法计算结果变化趋势不明显且部分接收点差值较大。结果对比反映出声波的相干效应对声场的影响较大，尤其当声源环境与空间环境均较复杂时，忽略相位影响将导致结果有误。

考虑各方法的误差因素。有限元方法的计算效率直接与空间大小和网格大小有关，同时仿真计算需要对边界条件进行合理的简化，且有限元声源输入条件难以准确获取造成误差。Soundplan 作为一种大型声场仿真软件，固化的程序使得操作较为简单，计算厂区大范围的声场计算效率高，但其精度受算法限制，达不到误差要求。FMA-ISM 方法建立在现有虚声源的基础上，计算代码简单，易实现，误差因素同有限元相同，在准确的声源与边界条件下，能获得较好的计算结果。

3.1.2　仿真示例 2

为进一步对比 FMA-ISM 方法与传统 ISM 方法的误差及计算效率，另针对某矩形空间声场进行仿真计算。仿真模型如图 8 所示。房间尺寸参数为 10 m×5 m×5 m，声源随机分布在 $x\in(2\,\mathrm{m},3\,\mathrm{m})$，$y\in(2\,\mathrm{m},3\,\mathrm{m})$，$z\in(2\,\mathrm{m},3\,\mathrm{m})$ 的立方体内，声源由单极子源构成，单个源强 100 dB，数目分别为 8，16，32，64，128 及 256，接收点位于(7.5 m，2.5 m，2.5 m)。为对比空间参数对模型计算精度影响，现分别取 3 类空间边界：①空间各边界均为理想刚性边界；②空间各边界吸声系数均为 0.1；③空间顶部吸声系数为 0.3，其余边界均为 0.1，各边界的吸声系数处处相等。计算在同一设备进行，计算 2 000 Hz 声场分布，计算过程取 5 阶虚源，计算结果与误差对比如图 9 和图 10 所示。其中：黑色线为 ISM 方法计算结果；红色线为 FMA-ISM 方法计算结果。

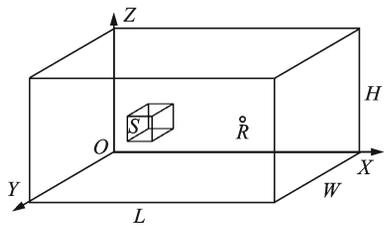
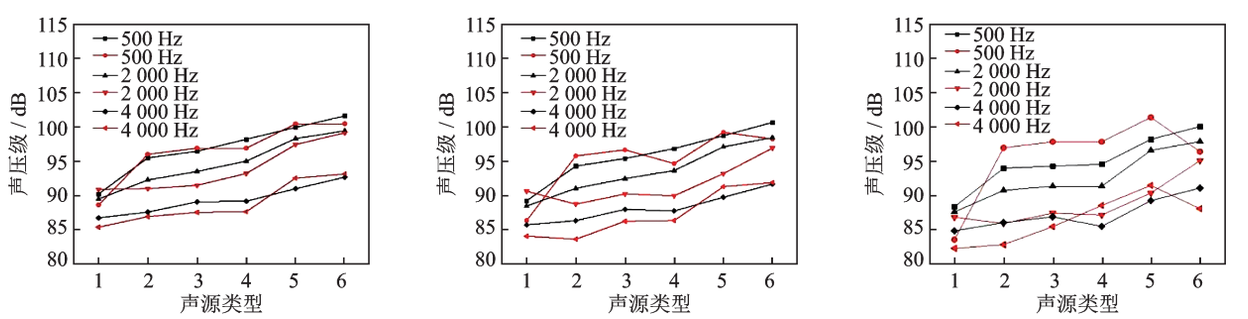


图 8　仿真模型示意图

Fig.8　Schematic diagram of the simulation model



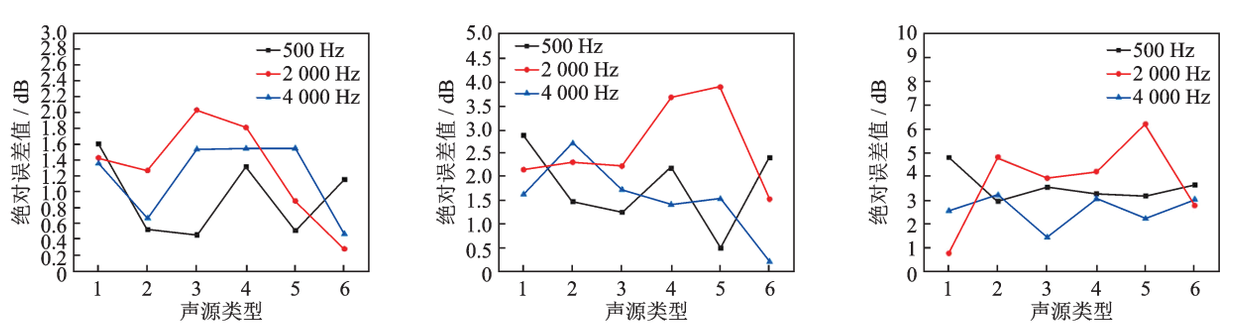
(a) 第1类边界条件计算结果
(a) Calculation results of type 1 boundary condition

(b) 第2类边界条件计算结果
(b) Calculation results of type 2 boundary condition

(c) 第3类边界条件计算结果
(c) Calculation results of type 3 boundary condition

图 9　仿真计算结果对比

Fig.9　Comparison of simulation results



(a) 第1类边界条件计算结果绝对误差
(a) Absolute error of calculation results for the first type boundary condition

(b) 第2类边界条件计算结果绝对误差
(b) Absolute error of calculation results for the second type boundary condition

(c) 第3类边界条件计算结果绝对误差
(c) Absolute error of calculation results for the third type boundary condition

图 10　仿真计算结果误差对比

Fig.10　Error comparison of simulation results

根据计算结果,在刚性边界下FMA-ISM方法与传统ISM方法结果趋于一致,绝对误差在2 dB内。随着边界条件的复杂,两者计算误差增大,第3类边界条件计算结果最大误差达6 dB。分析原因为FMA-ISM方法简化源点的作用为源点集合的作用,针对声源的可见性判断、总吸声系数的求解等仅在源点集中心计算,而传统ISM方法针对每一源点逐个分析计算,由此产生误差,且当边界条件差别越大,误差越大,但二者平均误差基本满足工程计算要求。

各类边界的计算时间如表4所示。由表可知,传统ISM方法因对源点逐个分析,导致计算时间随着源点数目的增加急剧增加;FMA-ISM方法随源点数目的增加,计算时间增量较少,增加时间主要为源点集八叉树结构复杂度的增加,而传播分析时间增加较少。因此,改进的FMA-ISM方法可有效提高ISM方法的计算效率。

表4 不同模型计算时间对比表

Tab.4 Comparison table of calculation time of different models s

方法类别	声源数目					
	8	16	32	64	128	256
ISM	700	1 300	2 000	2 800	4 200	6 200
FMA-ISM	500	800	1 200	1 700	2 250	2 900

3.2 实验分析

为验证FMA-ISM方法对声场预估的适用性,在消声室针对某噪声设备进行声场预估分析。消声室边界条件简单,易实现计算要求,实验测试现场如图11所示,所用消声室为金属尖劈半消声室,消声室尺寸为10 m×8 m×3.7 m。噪声源设备为某工业除湿机,除湿机尺寸为0.4 m×0.5 m×1.5 m。采用声强法对除湿机本体噪声进行测试,除湿机声功率为94.77 dB。

将除湿机置于消声室顶角处,测量除湿机水平5 m×5 m范围内声场分布及东侧2 m处2 m×2 m垂直立面的声场分布。水平测点高度为1.2 m,测点间距为0.3~0.4 m,共200个测点,测点布置如图12所示。垂直立面测点间距为0.2 m,共100个测点。测试用仪器为Norsonic150声振分析仪,声强探头为GRAS 50AI-C。水平面和垂直立面的声场分布分别如图13和图14所示。



图11 实验测试现场图

Fig.11 Experimental test scene

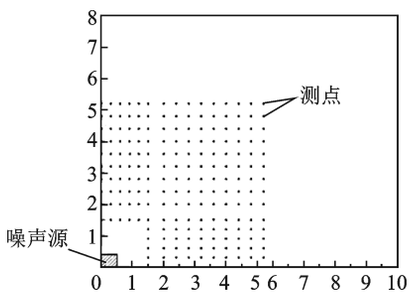


图12 现场测点布置图

Fig.12 Layout of on-site measuring points

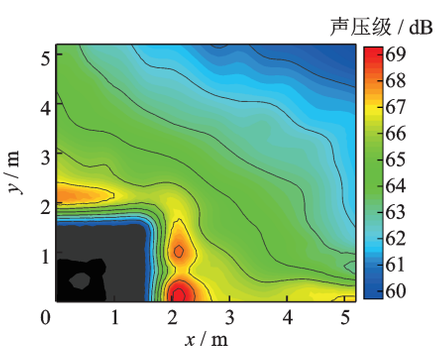


图13 水平面声场分布图

Fig.13 Horizontal sound field distribution diagram

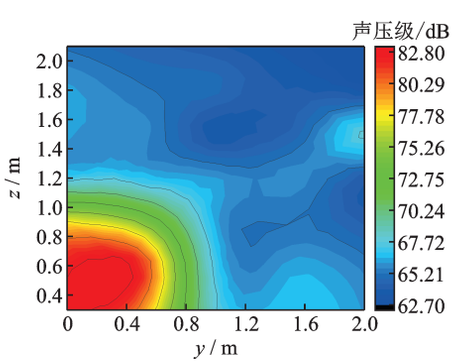


图14 垂直立面声场分布图

Fig.14 Distribution diagram of vertical elevation sound field

根据测试结果,在消声室内四周及顶部边界的吸声系数较高,反射声主要由底部反射贡献,声场分布与自由场接近。运用等效源基本思想,将除湿机等效为规则布置的单极子点源组合,等效源点数量分别为8和64。分别利用FMA-ISM及ISM方法对立面的声场进行预估计算,选取场点中35个测点作为评价点,实测值与预估结果如图15所示。图中A

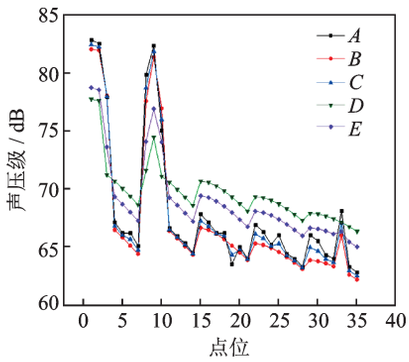


图 15　选点计算结果对比图

Fig.15　Comparison of calculation results of point selection

类折线为现场实测值；B，D 类折线为 FMA-ISM 方法，等效源点数分别为 64 和 8 的预估计算值；C，E 类折线为 ISM 方法，等效源点数分别为 64 和 8 的预估计算值。根据对比结果，随着等效源点数的增加，预测值与实测值趋于一致，ISM 方法的计算结果精度高于 FMA-ISM 方法。为进一步分析误差，采用绝对误差对比分析各模型预估精度

$$\varepsilon = \left| P_{\mathrm{cal}} - P_{\mathrm{re}} \right| \tag{24}$$

其中：P_{cal} 为理论计算值；P_{re} 为实际测量值。

图 16 为误差率对比图。图中 A，C 类折线为 FMA-ISM 方法，源点数为 64 和 8 的预测误差；B，D 类折线为 ISM 方法，源点数为 64 和 8 的预测误差。当源点数增加到 64 时，FMA-ISM 方法与 ISM 方法的误差均保持在 2 dB 内。随着等效源点数量的增加，模型误差减小，源点数增加到一定量后模型误差趋于一定值，但随着源点数的增加，模型计算量也随之增加。表 5 为 2 类模型的计算时间，可以看出，随着源点数的增加，ISM 方法的计算时间急剧增加，而 FMA-ISM 方法的增加量较小，这与仿真示例结果一致。本研究实验所用除湿机尺寸较小，源点数增加至 64 已可满足要求。针对不同噪声源设备，根据设备尺寸及噪声产生机理合理选取等效源点数目，既可保证模型计算的精度也使得计算量控制在一定范围内。通过实验证明 FMA-ISM 模型可应用于现实的声场预估。

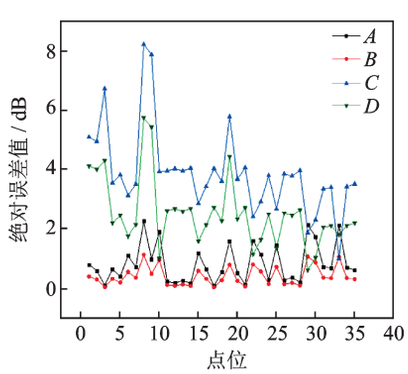


图 16　选点计算结果误差对比图

Fig.16　Comparison of errors in calculation results of point selection

表 5　不同模型计算时间对比表

Tab.5　Comparison table of calculation time of different models　　s

方法类别	声源数目	
	8	64
ISM	2 000	3 900
FMA-ISM	1 600	2 200

4　结　论

1）通过复虚源方法与快速多极算法构建了封闭空间的声场预估模型（FMA-ISM），以解决封闭空间声场预估精确度不高、计算效率低等问题。通过复虚源原理与等效源方法建立虚拟接收点模型，对声源及边界条件进行等效后预估声场，预估结果与实验实测值误差保持在 3 dB 内，能满足预估精度的要求。引入快速多极算法对模型进行简化计算，与其他方法对比，针对一定复杂度的空间声场计算效率可提高 50% 以上，在保持预估精度的前提下大大提高了计算效率。

2）采用实验与仿真对模型进行验证，并与其他预估模型及方法进行对比。仿真 1 验证了 FMA-ISM 方法结果与精度较高的有限元法结果趋于一致，两者平均误差在 3 dB 内，精度可满足工程应用要求。仿真 2 验证了在相同计算条件下，FMA-ISM 通过对虚源贡献的降阶分析，计算效率较传统 ISM 方法提高 50% 以上。最后，通过实验室示例验证了 FMA-ISM 方法在室内声场预测的高效性及适用性。

参　考　文　献

[1] WANG C, BRADLEY J S. A mathematical model for a single screen barrier in open-plan offices[J]. Applied Acoustics, 2002, 63(8): 849-866.

[2] LEMIRE G. Aerial propagation of spherical sound waves in bounded spaces[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1989, 86(5): 1845-1853.

[3] NOBILE M A, HAYEK S I. Acoustic propagation over an impedance plane[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1985, 78(4):1325-1336.

[4] MIN H Q, CHEN W S, QIU X J. Single frequency

sound propagation in flat waveguides with locally reactive impedance boundaries[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2011, 130(2):772-782.

[5] 陈妍. 长空间的声学特性研究[D]. 南京:南京大学, 2011.

[6] 阮学云. 相干声场噪声预测理论及其在高压直流输电系统中的应用研究[D]. 合肥:合肥工业大学, 2014.

[7] 干灵锋, 户文成, 吴瑞, 等. 适用于任意形状封闭空间的声场预测相干模型[J]. 应用声学, 2018, 37(2):220-225.
GAN Lingfeng, HU Wencheng, WU Rui, et al. A coherent sound field prediction model for arbitrary shape enclosed space[J]. Journal of Applied Acoustics, 2018, 37(2):220-225.(in Chinese)

[8] 闫美辰. 基于镜像源法的室内脉冲响应测量研究[D]. 沈阳:沈阳工业大学,2016.

[9] WANG C, MA H, WU Y, et al. Characteristics and prediction of sound level in extra-large spaces [J]. Applied Acoustics, 2018, 134:1-7.

[10] 徐禄文, 谢辉, 罗芳芳, 等. 主变室外部声场分布主要影响因素对比研究——以 220 kV 户内变电站为例[J]. 应用声学, 2018, 37(3):378-384.
XU Luwen, XIE Hui, LUO Fangfang, et al. A comparative study on main influencing factors of outdoor sound field distribution of transformer chamber—a case study of 220 kV indoor substation[J]. Journal of Applied Acoustics, 2018, 37(3):378-384.(in Chinese)

[11] LIU Y, BOLTON J S. Sound field reconstruction using multipole equivalent source model with un-fixed source locations[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2018, 144(5):2674-2690.

[12] LIU Y, BOLTPN J S. Prediction of sound fields radiated by finite-size sources in room environments by using equivalent source models: three-dimensional simulation and validation[J]. Noise Control Engineering Journal, 2017, 65(5):406-416.

[13] 肖悦, 陈剑, 胡定玉, 等. 复杂封闭声场面板声学贡献度识别的等效源法[J]. 声学学报, 2014, 39(4):489-500.
XIAO Yue, CHEN Jian, HU Dingyu, et al. Equivalent source method for identification of panel acoustic contribution in irregular enclosed sound field[J]. Acta Acustica, 2014, 39(4):489-500.(in Chinese)

[14] 李加庆, 陈进, 杨超, 等. 波叠加声场重构精度的影响因素分析[J]. 物理学报, 2008, 57(7):4258-4264.
LI Jiaqing, CHEN Jin, YANG Chao, et al. Analysis of the impact factors on the accuracy of sound field reconstruction based on wave superposition[J]. Acta Physica Sinica, 2008, 57(7):4258-4264.(in Chinese)

[15] 刘延善, 曾向阳, 王海涛. 封闭空间声场重构的多层等效源法[J]. 声学学报, 2020, 45(3):367-376.
LIU Yanshan, ZENG Xiangyang, WANG Haitao. 3D sound field reconstruction for the enclosed cavity using the multilayer equivalent sources method[J]. Acta Acustica, 2020, 45(3):367-376.(in Chinese)

[16] 薛玮飞, 陈进, 杨超, 等. 混合波叠加法识别噪声源的理论与试验研究[J]. 振动、测试与诊断, 2007, 27(1):5-8.
XUE Weifei, CHEN Jin, YANG Chao, et al. Study on noise source identification based on combined wave superposition method[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2007, 27(1):5-8.(in Chinese)

[17] 景文倩, 吴华伟, 聂金泉, 等. 一种三维质点振速传感器灵敏度测量方法[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(1):39-42.
JING Wenqian, WU Huawei, NIE Jinquan, et al. A sensitivity measurement method for the sensitivity of a 3D particle velocity sensor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(1): 39-42.(in Chinese)

[18] 张朝金, 孙炳文. 射线模型 Bellhop 的并行化处理[J]. 应用声学, 2019, 38(1):1-7.
ZHANG Chaojin, SUN Bingwen. Parallel computation of sound field based on beam tracing model Bellhop[J]. Journal of Applied Acoustics, 2019, 38(1):1-7.(in Chinese)

[19] JIANG X, CHEN W, CEHN C S. A fast method of fundamental solutions for solving Helmholtz-type equations [J]. International Journal of Computational Methods, 2013, 10(2):89-108.

[20] 张炳荣, 陈剑, 陈立涛, 等. 二维声场预测的快速多极基本解法[J]. 声学学报, 2014, 39(3):347-352.
ZHANG Bingrong, CHEN Jian, CHEN Litao, et al. A fast multipole method of fundamental solutions for two dimensional acoustic radiation problems[J]. Acta Acustica, 2014, 39(3):347-352.(in Chinese)

[21] 张士伟. 三维声学快速多极基本解法在机械噪声预测中的应用研究[D]. 沈阳:沈阳工业大学,2016.



第一作者简介:吕岩,男,1995年2月生,硕士。主要研究方向为振动噪声控制。
E-mail:2397315384@qq.com

通信作者简介:仪垂杰,男,1958年8月,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为振动噪声控制。
E-mail:chuiji.yi@163.vip.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.019

高层建筑顶部围挡结构风荷载试验研究*

马文勇[1,2]， 黄铮汉[2]， 郑德乾[3]， 张正维[4]
（1.石家庄铁道大学省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室 石家庄,050043）
（2.河北省风工程和风能利用工程技术创新中心 石家庄,050043）
（3.河南工业大学土木工程学院 郑州,450001） （4.奥雅纳工程咨询(上海)有限公司 上海,200031）

摘要 由于外观和功能需求,超高层建筑可能会建造比较高的顶部围挡,因其位于结构顶部,不同的顶部围挡高度可能会对高层建筑顶面局部范围的风荷载,以及对围挡本身的风荷载产生影响,而目前尚没有统一的风荷载取值依据。针对此问题,以方形断面超高层建筑为对象,采用刚性模型测压风洞试验方法,研究了建筑顶部无、有建造围挡及围挡高度,对建筑的顶面、外表面局部区域以及顶部围挡风荷载的影响。结果表明,超高层建筑顶部围挡及其高度对建筑顶面风压分布的影响最显著,需要在结构抗风中予以重视。基于风洞试验结果,通过考虑顶部围挡高度影响范围内风压的高斯、非高斯分布,给出了不同高度顶部围挡下的建筑顶面、外表面以及顶部围挡的风荷载取值建议,可为该类结构的抗风设计提供参考。

关键词 超高层建筑;围挡;风洞试验;风压分布;体型系数
中图分类号 TU973+.213

引 言

随着现代社会人口的密集以及城市化进程的加快,超高层建筑呈现越来越多、越来越高的发展趋势[1]。超高层建筑结构频率较低,风荷载对其影响很大[2]。准确估计超高层建筑的风荷载一直都是结构抗风研究的重点问题之一,目前一般可通过风洞试验与随机振动相结合的方法,实现大多数超高层建筑风荷载及风致响应的较准确估计。

由于建筑物本身形状的改变又会影响气体的流动,从而改变作用在建筑物上的风荷载,因此通过外形的优化来减小高层建筑的风荷载也是一个非常重要的研究方向。文献[3-5]研究发现了特定形状的凹角可以减小基底的气动力。Kim等[6]研究了截面形状多边形的边数对超高层建筑的影响,并指出截面形状为三角形时位移最大。李波等[7-8]对锥形建筑物风荷载进行了一定的研究,发现超高层建筑锥率变化对顺风向阻力及扭矩影响较小。除了整体形状的改变外,还有一些超高层建筑会在中间部分开洞[9],或者本身采用不规则的形状[10-12]。这些因素都会对作用在建筑物上的风荷载有较大的影响。此外,顶部形状的改变也是影响风荷载的一大因素,刘慕广等[13]对建筑顶部横梁的风效应进行了研究,指出横梁下侧面分离区的峰值风压系数明显高于其它部位的风压系数。在实际工程中,部分建筑物上会修建不同形状的塔冠[14-16],这些塔冠对于作用在建筑物上的风荷载以及基底弯矩的影响也是结构设计时需要考虑的一个因素。由于外观和功能需求,很多高层建筑顶部通常设有较高的顶部围挡,其风荷载受建筑顶部三维绕流的影响比较复杂,关于此类顶部围挡上的风荷载及其对建筑物整体风荷载的影响问题,目前还没有成熟的研究成果供其抗风设计参考,因此成为此类结构抗风设计中的一个较大的风荷载不确定性区域。

笔者采用刚性模型测压风洞试验方法,对具有不同高度顶部围挡的方形断面高层建筑进行研究,探讨顶部围挡高度对结构整体风荷载的影响,以及顶部围挡高度范围内风荷载的分布规律,从而为此类高层建筑整体风荷载取值及顶部围挡部分风荷载取值提供依据。

1 风洞试验概况

1.1 试验设备

试验在石家庄铁道大学的STDU-1风洞试验室低速试验段进行,该试验段截面尺寸为4.4 m×3 m,

* 国家自然科学基金资助项目(51408196);河北省教育厅重点资助项目(ZD2018063);河南工业大学青年骨干教师培育计划资助项目
收稿日期:2020-03-26;修回日期:2020-06-18

风速最大可达30.0 m/s。试验采用刚性模型测压试验。压力数据采集系统采用美国PSI公司的DTC系列微型ESP压力传感器和DTC Initium采集系统。

试验时采用的风场为B类风场[17]，模型顶部高度(60 cm)处的试验来流风速为10 m/s。采样频率为330 Hz，采样时间为30 s。图1为试验模拟的B类风场平均风剖面及湍流度剖面。

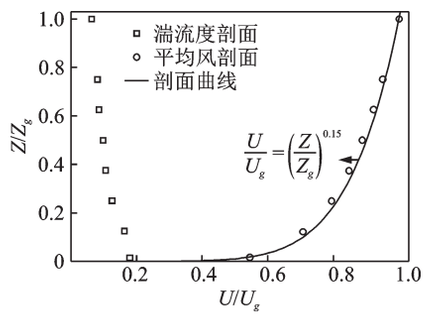


图1 试验平均风及湍流度剖面

Fig.1 Experiment wind velocity and trubulence intensity profiles

1.2 试验模型及工况

试验模型采用ABS板制作，模型尺寸为100 mm×100 mm×600 mm，模型缩尺比为1∶500，对应实际高度300 m的超高层建筑。分别考虑了5种顶部围挡高度，即H_P为0，20，40，60和80 mm，对应实际的无顶部围挡、10，20，30和40 m高的顶部围挡。采用钢性模型测压试验，模型测点布置如图2所示。

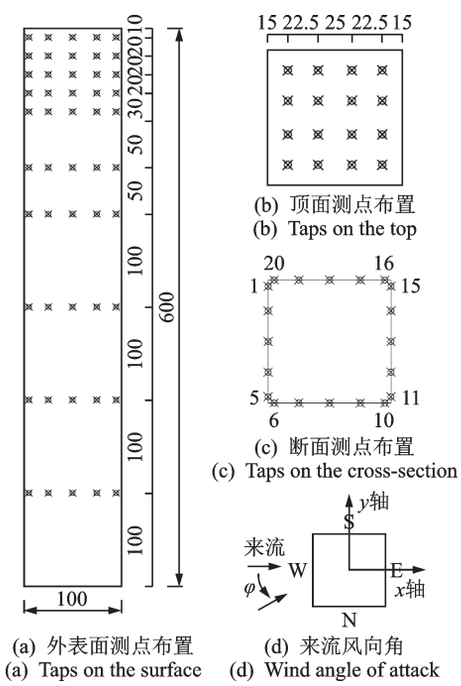


图2 模型测点布置示意图(单位:mm)

Fig.2 Arrangement of pressure taps on the model (unit: mm)

沿模型高度共布置10圈测压点，每圈20个测点，当有顶部围挡存在时，在顶部围挡范围内的内外两侧均布置测点，内、外表面测点位置相互对应。在建筑顶面布置4排测点，每排测点4个，共16个测点。模型4个立面按照逆时针分别标记为W，N，E和S，如图2(d)所示。来流风向与W面垂直时为0°风向，风向角φ沿着逆时针方向从0°增大到90°，间隔为5°。

1.3 参数定义

风压系数定义为

$$C_{pi}(t)=\frac{P_i(t)-P_0}{P_r}=\frac{P_i(t)-P_0}{0.5\rho U_r^2} \tag{1}$$

其中：$C_{pi}(t)$为测点i处t时刻的风压系数；$P_i(t)$为测点i处t时刻测点的表面风压；P_0与P_r为参考高度(建筑顶部高度)处皮托管测得的静压和参考风压；ρ为空气密度；U_r为参考风速，此处取建筑物顶部高度处的来流风速。

采用C_{pmean}和C_{prms}表示风压系数的平均值和标准差，称为平均风压系数和脉动风压系数。

风荷载体型系数定义为

$$C_{\mathrm{ps}}(t)=\frac{P_i(t)-P_0}{P_r\left(\frac{Z_i}{H}\right)^{2\alpha}} \tag{2}$$

其中：Z_i为测点所在高度；H为建筑物高度，此处取300 m；α的数值由风场类型决定，此处取0.15。

净体型系数计算公式与极值体型系数计算公式分别为

$$C_{\mathrm{psn}}(t)=\frac{P_i(t)-P_{in}(t)}{P_r\left(\frac{Z_i}{H}\right)^{2\alpha}} \tag{3}$$

$$C_{\mathrm{psu}}=C_{\mathrm{psmean}}+gC_{\mathrm{psrms}} \tag{4}$$

其中：$C_{\mathrm{psn}}(t)$，C_{psu}分别为测点i处t时刻的净体型系数与极值体型系数；$P_{in}(t)$为测点i处相对应的内表面测点在t时刻的表面风压；C_{psmean}与C_{psrms}分别为体型系数的平均值与标准差；g为峰值因子，此处取3.5。

2 顶部围挡对建筑局部风压影响

由于笔者研究的顶部围挡最高为40 m，因此本节主要讨论顶部50 m范围内局部风压的分布以及受顶部围挡的影响规律。本节选取φ=0°以及φ=45°两种典型工况，分析局部风压的分布规律。

2.1 顶部围挡对外表面风压的影响

图3为0°和45°风向角下，建筑外表面250～

300 m高度范围内的局部风压系数分布图，从左向右分别为W，N，E和S面。

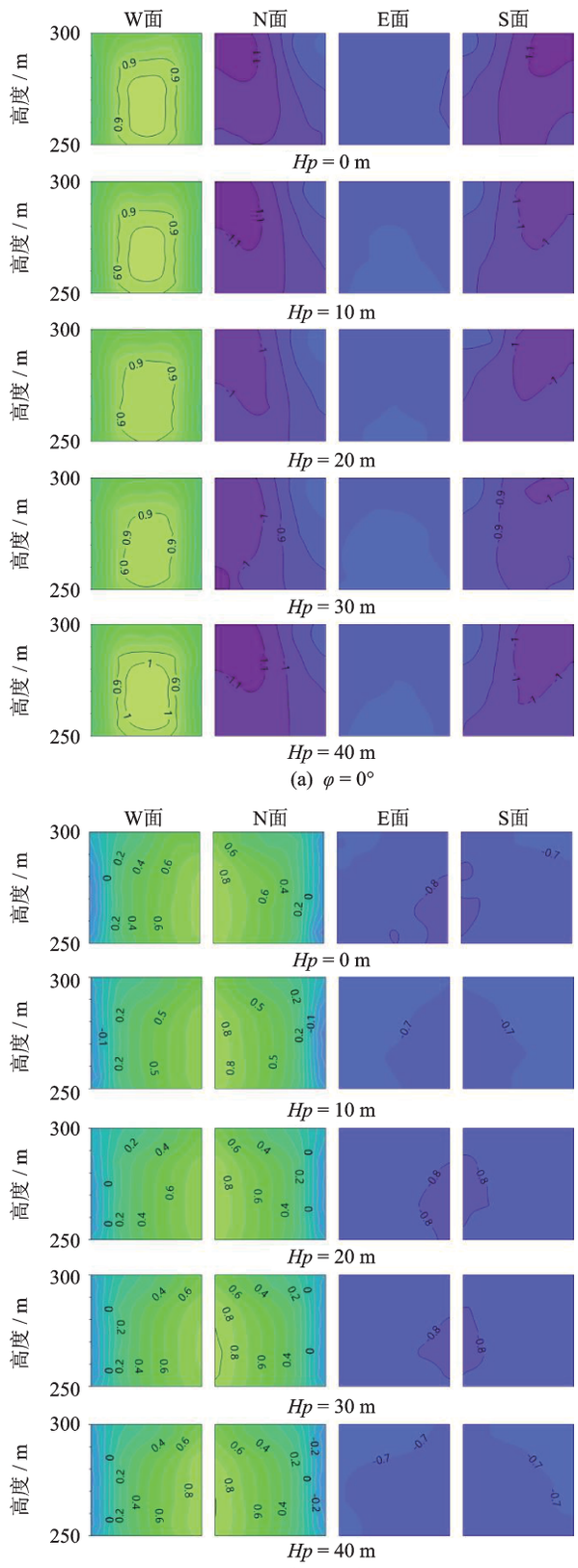


图 3　典型风向角下建筑外表面局部风压系数分布

Fig.3　Local wind pressure coefficient distribution on the outer faces of the building under typical wind angle of attack

由图3(a)可见，在0°风向角的情况下，建筑迎风面(W面)的正压、背风面(E面)的负压基本不受顶部围挡高度的影响。而在建筑的侧面(N，S面)，顶部围挡高度的变化对其风压分布产生了一定的影响，这主要是由于顶部围挡对顶部分离状态的影响所致。具体来说，在不同顶部围挡高度下，建筑侧面边缘位置均出现了负压峰值。其中，围挡高度为20和30 m时的负压峰值略低于其他情况，这是由于顶部围挡高度的变化减弱了该位置处因气流分离而产生的漩涡脱落强度所致。图3(b)表明，45°风向角时，顶部围挡高度的变化建筑外表面的风压分布也几乎无影响，只是E和S面的负压峰值在围挡高度为10和40 m时略有减小。

可见，顶部围挡高度的变化对建筑物外表面的整体风压基本没有影响，仅稍微影响了负压峰值大小。

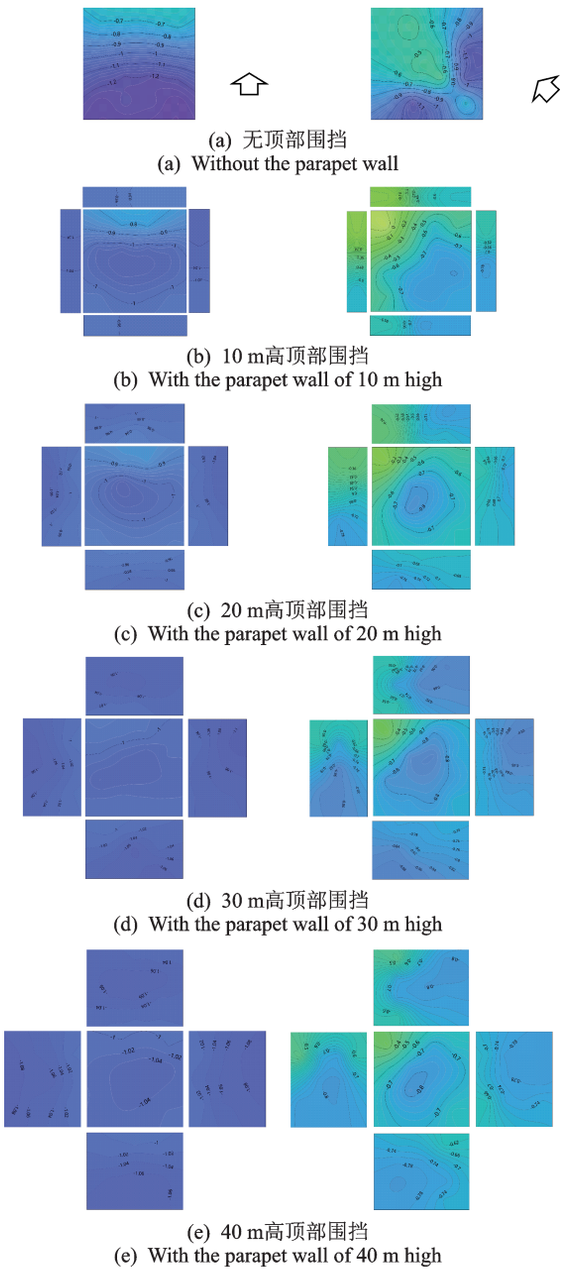
2.2　顶部围挡对内表面风压的影响

上面分析表明，顶部围挡的出现改变了建筑顶部的气流流动状态，对外表面风压产生了一定影响，同时也将会对建筑物顶面及围挡内表面风压产生影响。图4为0°和45°风向角下建筑物顶面及围挡内表面的风压系数分布，图中左、右侧分别为0°和45°风向角结果。

对于建筑顶面来说，当无顶部围挡时(图4(a))，建筑顶部由于处于流动分离区而表现为负风压，在0°和45°风向角时分别受流动分离产生的柱状涡、三角翼涡的影响，在建筑顶部迎风前缘分别形成了条带形、对称三角形的负压峰值区。当存在顶部围挡时(图4(b，c，d，e))，建筑顶部因围挡的存在改变了其周围流场而使得风压分布发生了显著变化，具体表现如下。

1) 0°风向角情况下，建筑顶部的负压峰值移动至顶部中心区域且呈现椭圆状分布，负压峰值均明显低于无顶部围挡的情况，说明顶部围挡的存在使得柱状涡从顶面的前半部分移动到了中间部分，漩涡强度呈现中间大、两边小的趋势；随着围挡高度的增加，建筑顶部风压分布渐趋均匀，说明随着顶部围挡高度的增加，气流在建筑物顶面的流动对顶面风压的影响逐渐减小。

2) 45°风向角情况下，负压峰值也明显低于无顶部围挡的情况，同时W和N面附近的三角负压峰值区域基本消失，这是由于顶部围挡的存在导致三角翼分离涡基本消失；此外，建筑顶面的负压沿流向对角线逐渐降低，在下游角落部位甚至出现了一小



(a) 无顶部围挡
(a) Without the parapet wall

(b) 10 m高顶部围挡
(b) With the parapet wall of 10 m high

(c) 20 m高顶部围挡
(c) With the parapet wall of 20 m high

(d) 30 m高顶部围挡
(d) With the parapet wall of 30 m high

(e) 40 m高顶部围挡
(e) With the parapet wall of 40 m high

图 4 典型风向角下建筑顶部及围挡内表面风压系数分布

Fig.4 Wind pressure coefficient distribution on the top surface of the building and the inner surface of the parapet under typical wind angle of attack

块正压区域。

对于顶部围挡内表面来说，在 0°和 45°风向角下，内表面均为负压，0°风向角时负压值相对较大但压力梯度相对较小，而 45°风向角时负压值相对较小但压力梯度相对较大；随着围挡高度的增加，两个风向角下的负压值的变化均不甚明显。

总体而言，有、无顶部围挡对建筑顶面的风压影响较大，有顶部围挡的情况会降低负压峰值并改变压力分布的规律；顶部围挡高度的增加会缩小顶面风压的变化范围，使顶面风压更为均匀。顶部围挡内表面风压受围挡高度的影响相对较小。

3 局部风荷载取值建议

上述研究表明，顶部围挡对整体风荷载没有影响，但对外表面局部（250～300 m）、顶部以及顶部围挡内表面有着一定的影响。结构抗风中，通常假设结构表面风压服从高斯分布，并据此得到结构设计时的极值体型系数，但实际并非所有区域的风压都服从高斯分布。因此，在进行极值体型系数的计算时，需要将高斯风压与非高斯风压进行区分处理。

3.1 非高斯风压与高斯风压的区分标准

风压脉动的非高斯特性，可采用风压时程的 3 阶矩（偏度 S）和 4 阶矩（峰度 K）表征，其计算公式为

$$S=j^{-1}\sum_{i=1}^{j}[(C_{pi}(t)-C_{\text{pmean}})/C_{\text{prms}}]^3 \tag{5}$$

$$K=j^{-1}\sum_{i=1}^{j}[(C_{pi}(t)-C_{\text{pmean}})/C_{\text{prms}}]^4 \tag{6}$$

其中：j 为风压时程的采样点数，此处取 9 900。

考虑到风场的随机特性以及测量中存在的误差，将 $|S|>0.5$ 且 $|K|>3.5$ 作为风压非高斯分布的标准，并参照该标准，绘制了 0°风向角下不同顶部围挡高度下建筑外表面、顶面与围挡内表面的高斯区与非高斯区，如图 5 和图 6 所示，图中阴影部分为非高斯区。由图可见，顶部围挡高度对建筑外表面、顶面以及围挡内表面的非高斯区风压分布区域均有较显著的影响，若不考虑该影响，将影响围护结构极值风压的估计。

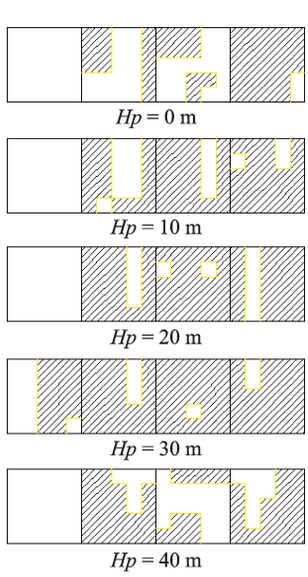


图 5 外表面非高斯风压分布区域

Fig.5 Sketches of the non-Gaussian wind pressure distribution zone on the outer face

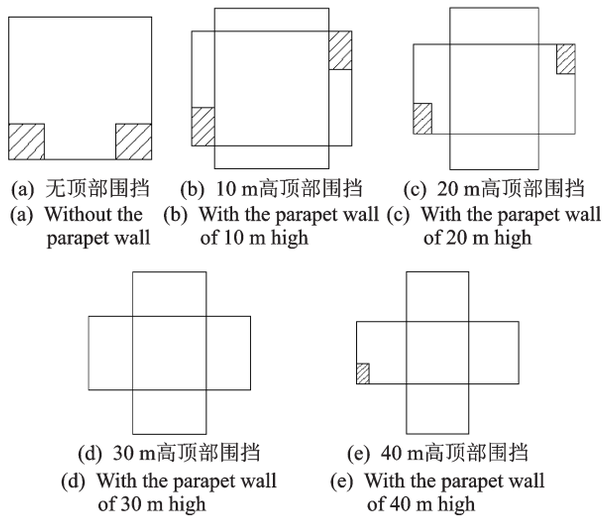


图 6　顶面及内表面非高斯风压分布区域

Fig.6　Sketches of the non-Gaussian wind pressure distribution zone on the top and inner faces

3.2　局部体型系数取值建议

对于非高斯区域的体型系数的极值，笔者使用极值分布理论对其进行计算[18]。给出了不同顶部围挡高度下围挡内表面、高层建筑顶面和外表面局部区域（250～300 m）的风荷载体型系数，以及顶部围挡的净体型系数取值建议，分别如表 1～3 所示。其中：表 1 为建筑顶面可能取得的平均与极值体型系数的最大负值；表 2 为建筑外表面局部区域可能取得的最大正值体型系数与最大负值体型系数；表 3 为顶部围挡的净体型系数可能取得的最大正值与负值。

表 1　高层建筑顶面体型系数取值建议

Tab.1　The suggested value of shape coefficient of the top surface

体型	H_P/m				
系数	0	10	20	30	40
平均	−1.02	−1.07	−1.08	−1.11	−1.10
极值	−3.87	−3.60	−3.43	−3.26	−3.24

表 2　建筑外表面局部体型系数取值建议

Tab.2　The suggested value of shape coefficient of the outer surface

体型系数		H_P/m				
		0	10	20	30	40
平均	最大正值	0.92	0.92	0.95	0.91	0.94
	最大负值	−1.29	−1.29	−1.27	−1.21	−1.30
极值	最大正值	2.54	2.43	2.45	2.61	2.53
	最大负值	−5.02	−6.39	−5.76	−6.49	−5.88

表 3　顶部围挡净体型系数取值建议

Tab.3　The suggested value of net shape coefficient of parapet

净体型系数		H_P/m				
		0	10	20	30	40
平均	最大正值	—	1.89	1.89	1.93	2.07
	最大负值	—	−0.33	−0.15	−0.06	−0.01
极值	最大正值	—	3.76	3.85	4.09	4.28
	最大负值	—	−3.02	−2.64	−2.62	−2.34

4　结　论

1）对于围挡附近的局部风压来说，围挡高度的变化对建筑外表面局部风压并无明显的影响，仅在某些情况下对侧风面的负压峰值有一定影响。

2）对于建筑顶面和围挡内表面而言，顶部围挡的存在会明显改变建筑物顶面局部区域的气流状态，从而降低了建筑顶面的负压峰值及其表面的压力分布。顶部围挡高度的增加会缩小建筑顶面风压的变化范围，使顶面风压更为均匀。围挡内表面风压受围挡高度的影响相对较小。

3）通过划分高斯、非高斯风压分布区域，给出了不同围挡高度下，高层建筑外表面局部区域和建筑顶面，以及围挡表面的风荷载体型系数值，可为该类结构的抗风设计提供参考。

参　考　文　献

[1] 丁洁民，吴宏磊，赵昕. 我国高度 250 m 以上超高层建筑结构现状与分析进展[J]. 建筑结构学报，2014，35(3)：1-7.
DING Jiemin，WU Honglei，ZHAO Xin. Current situation and discussion of structural design for super high-rise buildings above 250 m in China[J]. Journal of Building Structures，2014，35(3)：1-7.(in Chinese)

[2] 全涌，张正维，顾明，等. 矩形截面高层建筑的横风向基底弯矩系数均方根值研究[J]. 土木工程学报，2012，45(4)：63-70.
QUAN Yong，ZHANG Zhengwei，GU Ming，et al. Study of the RMS values of across-wind aerodynamic base moment coefficients of high-rise buildings with square or rectangular sections[J]. China Civil Engineering Journal，2012，45(4)：63-70.(in Chinese)

[3] 张正维，全涌，顾明，等. 凹角对方形截面高层建筑基底气动力系数的影响研究[J]. 土木工程学报，2013，46(7)：58-65.
ZHANG Zhengwei，QUAN Yong，GU Ming，et al. Effects of corner recession modification on aerodynamic coefficients of square high-rise buildings[J]. China Civil Engineering Journal，2013，46(7)：58-65.(in Chinese)

[4] 郑朝荣，张继同，张智栋. 凹角与吸气控制下高层建

筑平均风荷载特性试验研究[J]. 建筑结构学报，2016，37(10)：125-131.
ZHENG Chaorong，ZHANG Jitong，ZHANG Zhidong. Experimental investigation on characteristics of mean wind loads of high-rise buildings controlled by corner recession and air-suction[J]. Journal of Building Structures，2016，37(10)：125-131.(in Chinese)

[5] 张正维，全涌，顾明，等. 斜切角与圆角对方形截面高层建筑气动力系数的影响研究[J]. 土木工程学报，2013，46(9)：12-20.
ZHANG Zhengwei，QUAN Yong，GU Ming，et al. Effects of corner chamfering and rounding modification on aerodynamic coefficients of square tall buildings[J]. China Civil Engineering Journal，2013，46(9)：12-20.(in Chinese)

[6] KIM Y C，BANDI E K，YOSHIDA A，et al. Response characteristics of super-tall buildings-effects of number of sides and helical angle[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics，2015，145：252-262.

[7] 李波，杨庆山，田玉基，等. 锥形超高层建筑脉动风荷载特性[J]. 建筑结构学报，2010，31(10)：8-16.
LI Bo，YANG Qingshan，TIAN Yuji，et al. Characteristics of turbulent wind load of tapered super-tallbuilding[J]. Journal of Building Structures，2010，31(10)：8-16.(in Chinese)

[8] 李波，杨庆山，陈新中，等. 锥形超高层建筑横风向风荷载模型[J]. 应用基础与工程科学学报，2014，22(6)：1195-1203.
LI Bo，YANG Qingshan，CHEN Xinzhong，et al. Mathematic model of across-wind load on tapered supper-tall building[J]. Journal of Basic Science and Engineering，2014，22(6)：1195-1203.(in Chinese)

[9] 全涌，严志威，温川阳，等. 开洞矩形截面超高层建筑局部风压风洞试验研究[J]. 建筑结构，2011，41(4)：113-116.
QUAN Yong，YAN Zhiwei，WEN Chuanyang，et al. Wind tunnel test study on local wind pressure of rectangular super high-rise building with openings[J]. Building Structure，2011，41(4)：113-116.(in Chinese)

[10] 楼文娟，孙炳楠，傅国宏，等. 复杂体形高层建筑表面风压分布的特征[J]. 建筑结构学报，1995(6)：38-44.
LOU Wenjuan，SUN Bingnan，FU Guohong，et al. Distribution of wind load on surface of tall buildings with complex shapes[J]. Journal of Building Structures，1995(6)：38-44.(in Chinese)

[11] 韩志惠，周晅毅，顾明. 某建筑顶部装饰幕墙结构的风荷载及风致抖振响应计算[J]. 振动与冲击，2008，27(5)：40-43，172.
HAN Zhihui，ZHOU Xuanyi，GU Ming. Computations of wind pressure and buffeting responses of a curtain wall[J]. Journal of Vibration and Shock，2008，27(5)：40-43，172.(in Chinese)

[12] 李正良，陈胜. 某超高层建筑风洞测压试验[J]. 建筑结构，2011，41(1)：131-134.
LI Zhengliang，CHEN Sheng. Test study on the wind pressure distribution of a super high-rise building[J]. Building Structure，2011，41(1)：131-134.(in Chinese)

[13] 刘慕广，谢壮宁，石碧青. 高层建筑顶部横梁的风效应[J]. 振动与冲击，2016，35(5)：103-107，152.
LIU Muguang，XIE Zhuangning，SHI Biqing. Wind effects of a horizontal beam at top of high-rise buildings[J]. Journal of Vibration and Shock，2016，35(5)：103-107，152.(in Chinese)

[14] 周云，刘纯，汪大洋. 高层建筑楼顶钢塔风振效应的参数研究[J]. 振动与冲击，2011，30(2)：48-54.
ZHOU Yun，LIU Chun，WANG Dayang. Parameter influences on wind-induced vibration of a high-rise building with steel tower protrusion[J]. Journal of Vibration and Shock，2011，30(2)：48-54.(in Chinese)

[15] 楚晨晖，王浩. 超高层建筑复杂塔冠结构的风压分布与等效风荷载[J]. 黑龙江科技大学学报，2018，28(4)：471-477.
CHU Chenhui，WANG Hao. Wind pressure distribution and equivalent static wind loads of complex tower crown structure[J]. Journal of Heilongjiang University of Science and Technology，2018，28(4)：471-477.(in Chinese)

[16] 陈强，陈水福. 复杂塔冠对双塔高层建筑风压特性影响的试验研究[J]. 建筑结构学报，2018，39(8)：26-35.
CHEN Qiang，CHEN Shuifu. Test investigation on effect of complicated tower top on wind pressure characteristics of a twin-tower high-rise building[J]. Journal of Building Structures，2018，39(8)：26-35.(in Chinese)

[17] GB 50009-2012 建筑结构荷载规范[S]. 北京：中国建筑工业出版社，2012.

[18] 全涌，顾明，陈斌，等. 非高斯风压的极值计算方法[J]. 力学学报，2010，42(3)：560-566.
QUAN Yong，GU Ming，CHEN Bing，et al. Study on the extreme value estimating method of non-guassian wind pressure[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics，2010，42(3)：560-566.(in Chinese)



第一作者简介：马文勇，男，1981年5月生，博士、教授。主要研究方向为结构风荷载、风致振动与控制。曾发表《Excitation of the large-amplitude vibrations of a circular cylinder under normal wind conditions in the critical Reynolds number range》(《Journal of Fluids and Structures》2019，Vol.84)等论文。
E-mail：ma@stdu.edu.cn

通信作者简介：郑德乾，男，1981年12月生，博士、副教授。主要研究方向为风工程，数值流体动力学计算。
E-mail：deqianzheng@haut.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.020

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
（中国飞行试验研究院　西安，710089）

摘要　以航空发动机测量耙振动试验过程中的安全监测为需求。首先，基于测量耙结构特征简化模型，建立了含裂纹测量耙振动特征方程；其次，建立了某型测量耙有限元模型，通过数值模拟分析了裂纹参数（相对位置、裂纹长度）对测量耙固有频率的影响规律；最后，开展了该型测量耙的振动试验。扫频试验结果验证了测量耙有限元模型的准确性，测量耙在振动耐久性试验过程中出现孔边裂纹，固有频率降低了11.1%，表明在测量耙研制过程中开展振动考核试验时，可在试验现场通过试验前后固有频率的变化实时监测耙体的结构损伤。

关键词　测量耙；固有频率；裂纹；故障诊断；应变响应
中图分类号　TH17

引　言

飞机及动力装置定型试飞中，通过测量耙或测头测量航空发动机各截面的压力和温度是重要的测试手段之一[1]。测量耙主要承受着发动机气动力载荷、机匣振动载荷与热载荷，装机使用过程中一旦出现损伤，轻则测量耙不能正常工作，重则可能损伤发动机部件，危及飞行安全。测量耙研制过程中，通常需要对测量耙进行耐久振动试验，以评估测量耙结构承受振动的能力，验证其在工作环境下的结构完整性。目前，测量耙耐久振动过程中的结构完整性通常是振动试验结束后，采用X射线探伤进行裂纹损伤检测，但其周期长、花费大，因此耐久振动试验中能够快速诊断其裂纹损伤故障具有较大的工程意义。

由振动理论可知，裂纹的产生不仅导致构件的刚度降低，而且增加系统阻尼，影响系统的振动响应，所以通常运用构件的振动响应识别裂纹参数[2-4]。研究者提出了多种含裂纹构件的振动响应分析方法。Ramesh等[5]以裂纹深度与模态频率之间的函数关系为基础，分析了张开式裂纹梁的动力响应。Avramov等[6]推导了有限自由度非线性动态系统，描述具有呼吸式裂纹悬臂梁的振动特性。Liu等[7]提出了含呼吸式裂纹梁的二次非线性刚度模型，提出了含裂纹梁的非线性振动分析模型。文献[8-10]提出了基于固有频率的横向裂纹诊断模型，该模型将裂纹转换为一个无质量的弹簧单元。Calio等[11]推导了一种含裂纹的Euler-Bernoulli梁动力响应解析方法。马一江等[12]推导了含裂纹悬臂梁固有频率特征方程，从理论上说明裂纹位置、深度与固有频率的关系。Zai等[13]通过试验研究了金属梁裂纹尺寸参数与固有频率的关系，随着裂纹深度的增加，其固有频率逐渐降低。马辉等[14]建立直裂纹悬臂梁数值模型模拟了裂纹参数与固有频率的关系。

根据裂纹对构件振动响应的影响规律，研究者们提出了基于固有频率、基于模态振型、基于模态阻尼及基于频响函数等多种裂纹识别方法。Sayyad等[15]采用理论与试验方法，研究了不同梁构件的裂纹参数识别方法。Elshamy等[16]通过有限元及试验方法研究了悬臂梁裂纹位置、深度和材料对固有频率的影响，认为可通过固有频率的变化识别悬臂梁中的损伤。杨骁等[17]基于Euler-Bernoulli梁振动模态的解析表达式，根据裂纹附加模态函数的构造特征，建立了一种新的裂纹损伤参数识别方法。闫少文等[18]提出了一种基于非线性高频频响函数的无基准疲劳裂纹损伤识别方法。Lee[19]提出了一种利用振动振幅识别梁中多裂纹的简单方法。Kam等[20]基于振型和模态频率提出了裂纹识别无损方法。固有频率是振动参数中最易获得的振动特性，因此成为裂纹识别中最常用的参数之一[2]。

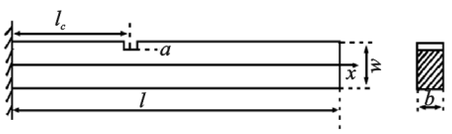
针对测量耙振动试验过程中裂纹损伤的快速识别，笔者拟推导含裂纹测量耙的结构动力学方程，对基于固有频率变化的测量耙裂纹故障诊断方法进行

收稿日期：2020-04-20；修回日期：2020-08-30

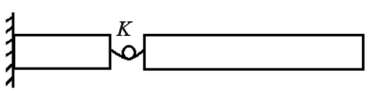
研究,并在此基础上开展了该型测量耙的振动试验,探讨在振动试验现场基于固有频率快速识别测量耙结构损伤的可行性。

1 含裂纹测量耙的结构动力学方程

由测量耙常规结构特征及安装方式,可将测量耙简化为等截面悬臂梁,本节将用等截面悬臂梁代替测量耙来分析其结构动力学方程。裂纹梁模型如图1所示,长为l,截面为$b\times w$。假定在悬臂梁表面任意位置存在一条深度为a的初始横裂纹,距离固定端为l_c,且该横向裂纹始终保持张开。



(a) 裂纹梁原始模型
(a) Original model of cracked beam



(b) 扭转弹簧模型
(b) Torsion spring model

图1 裂纹梁模型

Fig.1 The model of cracked beam

根据Euler-Bernoulli梁理论,图1中等截面悬臂梁的振动微分方程[6,12]可表示为

$$\rho A\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}+E^*I\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4}=0 \tag{1}$$

其中:ρ为材料密度;A为该悬臂梁横截面面积;I为横截面惯性矩;E为材料弹性模量;E^*为复弹性模量,$E^*=E(1+\mathrm{i}\gamma)$,$\gamma$为材料的阻尼损耗因子,i为虚数单位。

根据断裂力学基本原理,由于裂纹的存在,将影响悬臂梁裂纹处的局部柔度,因此可将该悬臂梁等效为由无质量扭转线弹簧或无质量弹性铰联接的两段弹性梁而构成的整体,实质上是将悬臂梁结构分为两子结构,而通过特殊的边界条件将两子结构联接起来。对裂纹的等效处理,目前国内外学者广泛采用的是无质量扭转线弹簧模型,裂纹的尺寸将直接影响等效扭转弹簧刚度系数K。Okamura等[21]给出了与裂纹等效的扭转弹簧刚度系数计算及函数$F(\zeta)$的表达式分别为

$$K=\frac{Eb w^2}{72(1-\nu^2)F(\zeta)} \tag{2}$$

其中:ν为材料泊松比;b为悬臂梁宽度;w为悬臂梁厚度;$\zeta=a/w$,为裂纹相对深度(无量纲)。

$$\begin{aligned}F(\zeta)=&1.98\zeta^2-3.277\zeta^3+14.43\zeta^4-\\&31.26\zeta^5+63.56\zeta^6-103.36\zeta^7+\\&147.52\zeta^8-127.69\zeta^9+61.5\zeta^{10}\end{aligned} \tag{3}$$

由式(3)可以看出,函数$F(\zeta)$是裂纹相对深度ζ的单一函数,进而裂纹等效扭转弹簧刚度系数K也是裂纹相对深度ζ的单一函数,通过式(2)建立起裂纹等效刚度与裂纹深度之间的函数关系。

根据模态分析方法,式(1)为4阶常系数线性齐次微分方程,可采用分离变量法求解。当该含裂纹悬臂梁自由振动时,其横向振动形式为

$$y(x,t)=y(x)\sin(\omega t) \tag{4}$$

将式(4)代入到式(1)中,得到梁的振型表达式为

$$\begin{cases}y_1(x)=C_1\sin(\lambda x)+C_2\cos(\lambda x)+\\\qquad C_3\sinh(\lambda x)+C_4\cosh(\lambda x)\\y_2(x)=C_5\sin(\lambda x)+C_6\cos(\lambda x)+\\\qquad C_7\sinh(\lambda x)+C_8\cosh(\lambda x)\end{cases} \tag{5}$$

其中:λ为无量纲固有频率,$\lambda^4=\dfrac{\omega^2\rho A}{E^*I}$;$\omega$为圆频率;$C_1,C_2,\cdots,C_8$为待定系数,可由图(1)中悬臂梁的边界条件确定。

参考文献[22],图1中含裂纹悬臂梁边界条件为

$$\begin{cases}y_1(x,t)|_{x=0}=0\\y_1'(x,t)|_{x=0}=0\end{cases} \tag{6}$$

$$\begin{cases}y_2''(x,t)|_{x=l}=0\\y_2'''(x,t)|_{x=l}=0\end{cases} \tag{7}$$

相应的连续条件为

$$\begin{cases}y_1(x,t)|_{x=l_c}=y_2(x,t)|_{x=l_c}\\F_1(l_c)=F_2(l_c)\\EIy_1''(x,t)|_{x=l_c}=EIy_2''(x,t)|_{x=l_c}\end{cases} \tag{8}$$

斜率条件为

$$-E^*I\frac{\partial^2 y_1(l_c)}{\partial x^2}=K\left[\frac{\partial y_1(l_c)}{\partial x}-\frac{\partial y_2(l_c)}{\partial x}\right] \tag{9}$$

将边界条件式(6)~(9)代入式(5)中,求得待定系数$C_1,C_2,\cdots,C_8$的方程组,由待定系数方程有非零解条件求得含裂纹悬臂梁固有频率的特征方程为

$$1+\cos\beta\cosh\beta=\frac{\lambda E^*I}{2K}F(\alpha,\beta) \tag{10}$$

函数$F(\alpha,\beta)$的表达式为

$$F(\alpha,\beta)=\cos(\alpha\beta)\sinh(\alpha\beta)-\sinh\beta\cos(\alpha\beta)\cos\left[(1-\alpha)\beta\right]+\sin\beta\cosh(\alpha\beta)\cosh\left[(1-\alpha)\beta\right]-\sin(\alpha\beta)\cosh(\alpha\beta)+\sin\left[(1-\alpha)\beta\right]\cosh\left[(1-\alpha)\beta\right]-\cos\left[(1-\alpha)\beta\right]\sinh\left[(1-\alpha)\beta\right] \tag{11}$$

其中:$\alpha=l_d/l$,为裂纹相对位置;$\beta=\lambda l$。

对式(10)进行求解,可得到不同裂纹参数悬臂梁对应的固有频率特征方程。郭隆清[23]基于控制变量法,将裂纹相对位置作为已知参数,对式(10)进行求解,得到含裂纹悬臂梁不同裂纹相对位置下裂纹相对深度对1阶固有频率的影响,如图2所示。

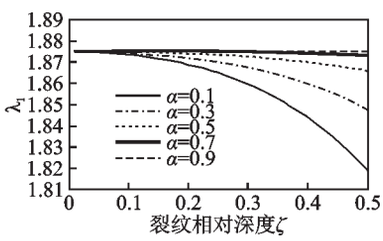


图2　裂纹相对深度对1阶无量纲固有频率的影响

Fig.2　Effect of relative crack depth on first-order dimensionless natural frequency

由图2可知,含裂纹悬臂梁结构的固有频率与裂纹参数(相对位置等)之间存在相互对应关系,可通过监测悬臂梁结构固有频率的变化来识别结构中裂纹参数。因此,可将该理论推广到航空发动机测量耙结构中,在测量耙振动考核试验时,通过实时监测测量耙固有频率的变化来诊断其裂纹故障的存在。

2　裂纹参数对测量耙结构动力学特性影响分析

2.1　测量耙结构特性分析

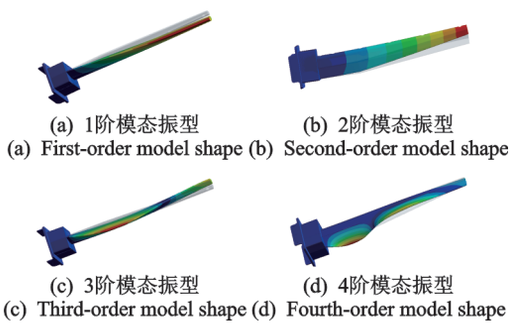
某风扇进口总压测量耙采用外装式设计,主要由主体骨架、安装座、测头及填充橡胶等部分组成,伸入流道部分为400 mm,最大厚度为20 mm,纵向截面积由耙体根部至顶部逐渐减小,以减轻结构重量。主体骨架和安装座均采用不锈钢材质加工而成,组焊后,采用注胶工艺形成变截面外形,注胶所用橡胶材料为硫化橡胶。基于有限元法对该测量耙进行模态分析,硫化橡胶假定为各向同性材料,材料参数为厂家提供,主体骨架及硫化橡胶材料的材料参数如表1所示。

图3所示为测量耙前4阶模态振型分布,表2所示为测量耙对应的固有频率分布。通过振型分析可以发现,1阶及2阶振型均为弯曲振型,其中1阶为周向弯曲,2阶为气流方向(轴向)弯曲;3阶及4阶振型均为弯扭耦合振动。由于橡胶材料刚性远低于金属材料,其固有频率较低,因此高阶振动时橡胶部分存在明显局部振动。

表1　测量耙材料参数

Tab.1　Material parameters of rake

材料	ρ/(kg•m^{-3})	E/ MPa	ν
不锈钢[24]	7 900	1.84×10^5	0.30
硫化橡胶	1 430	7.8	0.49



(a) 1阶模态振型　(b) 2阶模态振型

(a) First-order model shape (b) Second-order model shape

(c) 3阶模态振型　(d) 4阶模态振型

(c) Third-order model shape (d) Fourth-order model shape

图3　测量耙前4阶模态振型

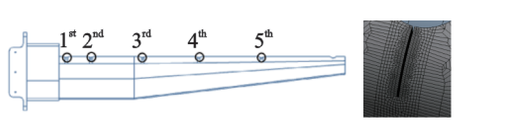
Fig.3　The first four model shapes of rake

表2　测量耙固有频率

Tab.2　Natural frequency of rake

模态阶次	1	2	3	4
f/Hz	71.6	120.2	181.6	294.3

图4为测量耙裂纹位置分布。为研究含裂纹测量耙的结构特性,基于测量耙有限元模型,在测量耙距离根部最近引气测头处,即图4(a)中1st处设置一裂纹。裂纹深度为2 mm,裂纹长度为6.4 mm,有限元模型中对裂纹处局部网格加密,网格尺寸设置为0.6 mm,如图4(b)所示。



(a) 引气孔位置　(b) 裂纹局部网格

(a) Location of air holes (b) Local grid of crack

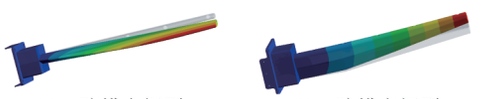
图4　测量耙裂纹位置分布

Fig.4　Crack location distribution of rake

对含裂纹测量耙进行模态分析,前2阶模态振型分布如图5所示,1阶及2阶振型均为弯曲振型,其中1阶为周向弯曲,2阶为气流方向(轴向)弯曲,与图3中前2阶振型分布一致,表明裂纹的存在并不影响测量耙振型分布。含裂纹测量耙固有频率分

布如表3所示，与表2对比可知，该测量耙前4阶固有频率值均出现降低，但第2阶降低最为明显，降低7.4%，这是由于测量耙2阶弯曲振型为气流方向弯曲，能够最大限度的张开裂纹，降低整体刚性。

由含裂纹测量耙与完整测量耙的振型及固有频率分布对比可知，裂纹的存在不影响测量耙的振型分布，但会导致其固有频率降低，且第2阶固有频率变化最为明显。因此，笔者在后续研究中，将主要以测量耙第2阶固有频率作为研究对象。



(a) 1阶模态振型 (b) 2阶模态振型

(a) First-order model shape (b) Second-order model shape

图5 含裂纹测量耙前2阶模态振型

Fig.5 The first two model shapes of cracked rake

表3 含裂纹测量耙固有频率

Tab.3 Natural frequency of cracked rake

模态阶次	1	2	3	4
f/Hz	70.3	111.3	180.4	288.9

2.2 裂纹参数对测量耙固有频率影响规律

为研究裂纹位置对测量耙固有频率的影响，分别在测量耙距离根部较近的5个引气测头孔边处设置裂纹，裂纹位置如图4所示。设置的裂纹深度为2 mm，裂纹长度为4.5 mm。

定义测量耙伸入流道长度为l，将孔边裂纹距安装座距离与l之比定义为相对位置(无量纲)，将含裂纹测量耙第2阶固有频率相对于表2中测量耙第2阶固有频率变化百分比定义为固有频率变化率。固有频率变化率与相对位置的关系如图6所示。由图可知，随着裂纹远离测量耙安装座，测量耙第2阶固有频率降低百分比逐渐减小，即固有频率逐渐增大，增大幅度逐渐减小。当裂纹逐渐接近测量耙自由端时，裂纹对测量耙固有频率的影响几乎可以忽略。

为研究裂纹尺寸对测量耙固有频率的影响，在测量耙距离根部最近引气测头处，图4(a)中1st处设置如4(b)所示的裂纹。裂纹深度保持不变，但长度逐渐增加，分别设置为3.8，4.5，4.9，5.4和6.4 mm。

数值模拟后，裂纹长度与固有频率变化率关系如图7所示。由图可知，随着裂纹长度增加，测量耙固有频率的变化率值逐渐增大，第2阶固有频率逐渐下降。固有频率变化率与裂纹长度近似线性变化，拟合优度R^2=0.998下的拟合方程为

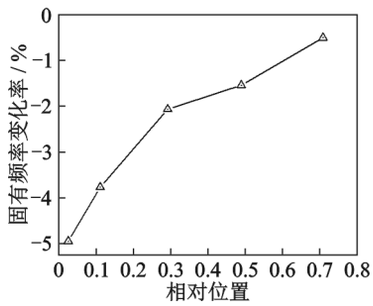


图6 裂纹相对位置与固有频率变化率的关系

Fig.6 Relationship between the relative position of crack and the change rate of natural frequency

$$y=-1.41x+1.46 \tag{12}$$

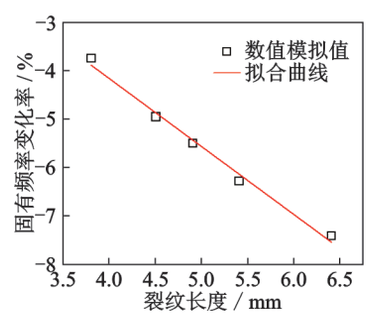


图7 裂纹长度与固有频率变化率的关系

Fig.7 Relationship between crack length and natural frequency change rate

3 某型测量耙裂纹损伤识别

裂纹的存在会导致测量耙固有频率明显下降，且裂纹参数不同，固有频率下降程度不同，本节将基于固有频率的变化识别测量耙振动试验过程中的损伤裂纹，以便及时中止试验，避免造成更大的危害。

3.1 测量耙振动试验方法

航空发动机测量耙振动试验采用电动振动试验台进行，测量耙振动试验如图8所示。

图9为振动应变测试系统。为研究测量耙振动

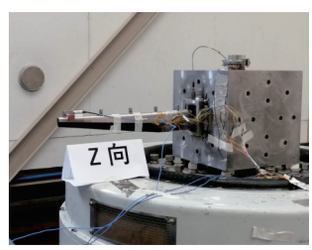


图8 测量耙振动试验

Fig.8 Vibration test of rake

试验过程中振动应变响应及安全监测,需对测量耙表面进行应变计改装。根据强度理论分析应在测量耙根部张贴应变片,但根部区域灌注了橡胶材料,无法粘贴应变片。考虑到操作可实施性,选择在橡胶灌注区外的耙体金属结构上完成应变计改装。改装数量根据有限元初步分析结果选择应力较大区域3处进行粘贴。完成应变计改装并在耙体上组成测量电桥后,通过数据采集系统获取振动试验过程中的应变响应信号,用于测量耙振动监测及故障诊断。

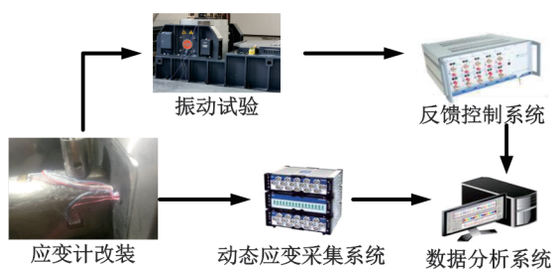


图 9　振动应变监测系统

Fig.9　Vibration strain monitoring system

振动试验过程中,对测量耙 y 方向(y 方向指测量耙测头进气垂直方向)仅进行耐久前扫频;z 方向(z 方向指测量耙测头进气方向)进行耐久前扫频、耐久振动、耐久后扫频3个试验。

耐久振动试验根据发动机转速分布,按照《涡轮发动机振动环境》图谱进行试验[25],燃气涡轮发动机振动谱如图 10 所示。试验前应仔细检查安装座与夹具之间的联接螺栓,确保足够的安装紧度。试验过程中,应密切注意数据分析系统中应变响应情况,以避免异常情况发生。

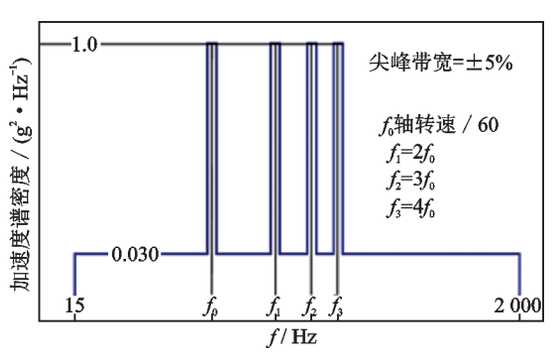


图 10　燃气涡轮发动机振动谱

Fig.10　Vibration spectrum of gas turbine engine

3.2　扫频试验结果分析

测量耙耐久振动前应进行振动扫频试验,以测定其给定频率范围内的固有频率,通常对各方向上仅关注1阶固有频率。对测量耙进行应变计改装,振动试验过程中采用数据采集系统进行数据采集和分析,获取测量耙振动时应变随时间的响应。

图 11 所示为测量耙扫频过程中的应变响应经频谱分析后的1阶固有频率,其中 y 方向1阶固有频率为 69.5 Hz,对应图 3 中 1 阶弯曲振型,z 方向 1 阶固有频率为 113.6 Hz,对应图 3 中 2 阶弯曲振型。将试验结果与表 2 中数值模拟结果对比可知,数值计算与试验测量固有频率的误差较小,y 方向误差为 3.0%,z 方向误差为 5.8%,验证 2.1 节中测量耙固有频率数值仿真的准确性,进一步验证了含裂纹测量耙数值仿真规律的合理性。

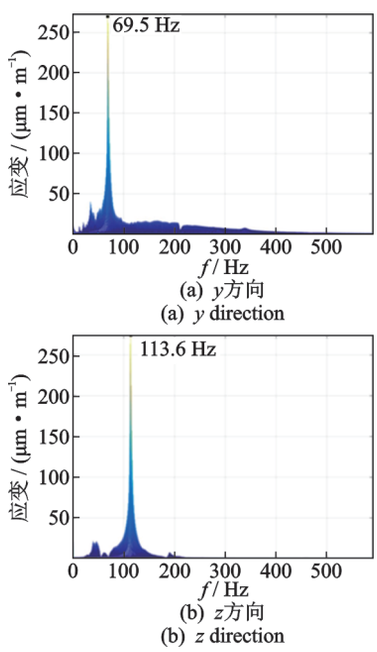


图 11　耐久前测量耙 1 阶固有频率

Fig.11　The first-order natural frequency of rake before durability

3.3　测量耙损伤裂纹故障识别

z 方向耐久前扫频结束后,按图 10 所示的振动功率谱密度进行测量耙耐久振动试验,试验中实时采集其应变响应,并通过图 9 中数据分析系统实时进行频谱分析。耐久振动试验进行一段时间后,发现测量耙固有频率如图 12 所示,固有频率为 105.8 Hz,下降 6.8%,可能是耐久振动试验对测量耙造成疲劳损伤,因此立刻中止 z 方向耐久振动试验。

耐久振动试验中止后,对测量耙进行 4 次 z 方向扫频振动试验,由采集器记录其应变响应,进行频谱分析后,固有频率见表 4。

表 4 为耐久振动试验前后测量耙 z 方向 1 阶固有频率对比,由表可知,耐久试验前测量耙 z 方向 1

表 4 测量耙耐久试验前后 z 方向频率对比

Tab.4 Comparison of Z-direction frequency before and after rake durable test

测量耙类型	固有频率/Hz				平均值/Hz	频率降低/%
	1st扫频	2nd扫频	3rd扫频	4th扫频		
耐久试验前	113.6	113.6	113.6	113.6	113.6	—
耐久试验后	101.7	100.4	100.6	101.4	101.0	11.1

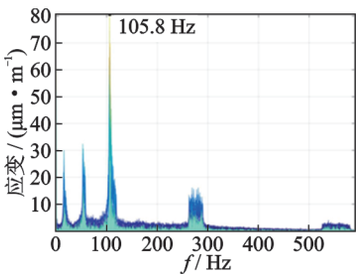


图 12 耐久振动过程中固有频率

Fig.12 Natural frequency during durable vibration

阶固有频率为 113.6 Hz，耐久试验后 z 方向 1 阶固有频率均值为 101.0 Hz，频率降低了 11.1%，可能是测量耙产生裂纹，导致其刚性降低，进而固有频率降低。因此，对该测量耙测头孔边处仔细检查，并在靠近测量耙根部的引气测头孔边处发现已产生裂纹，具体裂纹尺寸分布如图 13 所示。



图 13 测量耙根部裂纹分布

Fig.13 Crack distribution at rake root

测量耙振动试验过程中，通过振动应变监测系统对振动应变响应实时进行频谱分析，时刻关注测量耙固有频率的变化情况，能够快速、及时发现测量耙的裂纹故障，中止试验，对测量耙进行详细检查，以避免产生更大的故障。

4 结 论

1) 基于测量耙结构及安装方式，推导得到含裂纹测量耙结构动力学特征方程。

2) 建立了测量耙固有频率数值模型，固有频率计算结果与试验相比最大误差为 5.8%，验证了数值模型的准确性，并在此基础上开展了裂纹参数(裂纹位置、裂纹长度)对测量耙结构动力学特性的影响分析。结果表明：随着裂纹远离测量耙安装座，测量耙固有频率降低百分比逐渐减小；随着裂纹长度的增加，测量耙固有频率变化率近似线性降低。

3) 通过分析振动试验过程中的应变响应，测量耙产生裂纹后固有频率降低了 11.1%，固有频率变化明显，因此振动试验过程中可通过对固有频率的实时监测来诊断其裂纹故障，及时中止试验，避免更大的故障发生。

参 考 文 献

[1] 陶冶，田琳，张永峰. 基于ANSYS的航空发动机测量耙模态分析法[J]. 机械研究与应用，2013，26(2)：27-29.
TAO Ye，TIAN Lin，ZHANG Yongfeng. Modal analysis method of measurement rake in aeroengine based on ANSYS[J]. Mechanical Research & Application，2013，26(2)：27-29.(in Chinese)

[2] 刘文光，王耀斌. 基于模态频率的缺口梁疲劳裂纹扩展寿命预测[J]. 振动与冲击，2020，39(1)：102-108.
LIU Wenguang，WANG Yaobin. Fatigue crack growth life prediction for a notched beam based on modal frequency[J]. Journal of Vibration and Shock，2020，39(1)：102-108.(in Chinese)

[3] 陈辉. 硬涂层阻尼叶片振动疲劳特性研究[D]. 大连：大连理工大学，2019.

[4] 王璋奇，贾建援. 悬壁梁裂纹参数的识别方法[J]. 机械强度，2002，24(2)：225-227.
WANG Zhangqi，JIA Jianyuan. Crack identification in a cantilever beam[J]. Journal of Mechanical Strength，2002，24(2)：225-227.(in Chinese)

[5] RAMESH L，RAO P S，CH K，et al. Experimental and finite element model analysis of an un-cracked and cracked cantilever beam[J]. International Journal of Advanced Technology and Engineering Exploration，2016，3(1)：1266-1274.

[6] AVRAMOV K，MALYSHEV S. Bifurcations and chaotic forced vibrations of cantilever beams with breathing cracks[J]. Engineering Fracture Mechanics，2019，214：289-303.

[7] LIU W G，BARKEY M. Nonlinear vibrational

response of a single edge cracked beam[J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2017, 31(11): 5231-5243.

[8] LOYA J, RUBIO L, FERNANDEZ-SAEZ J. Natural frequencies for bending vibrations of Timoshenko cracked beams[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006(290):640-653.

[9] OSTACHOWICZ W M, KRAWCZUK M. Analysis of the effect of cracks on the natural frequencies of a cantilever beam[J]. Journal of Sound and Vibration, 1991,150(2):191-201.

[10] BATIHAN A C. Vibration analysis of cracked beams on elastic foundation using Timoshenko beam theory[D]. Ankara: Middle East Technical University, 2011.

[11] CALIO I, CADDEMI S. The influence of the axial force on the vibration of the Euler-Bernoulli beam with an arbitrary number of cracks[J]. Archive of Applied Mechanics, 2012, 82(6):827-839.

[12] 马一江,陈国平. 不同温度下裂纹悬臂梁的模态和疲劳寿命分析[J]. 振动与冲击,2017, 36(8):132-137.
MA Yijiang, CHEN Guoping. Modal and fatigue life analysis of a cracked cantilever beam under different temperatures[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(8):132-137.(in Chinese)

[13] ZAI B A, KHAN M A, KHAN K A, et al. A novel approach for damage quantification using the dynamic response of a metallic beam under thermo-mechanical loads[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 469: 115-134.

[14] 马辉, 武爽, 曾劲, 等. 直裂纹悬臂梁系统阻尼特性分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2017, 38(4): 546-550.
MA Hui, WU Shuang, ZENG Jin, et al. Damping characteristic analysis of cantilever beam with straight crack[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science),2017,38(4):546-550.(in Chinese)

[15] SAYYAD F, KUMAR B. Theoretical and experimental study for identification of crack in cantilever beam by measurement of natural frequencies[J]. Journal of Vibration & Control, 2011, 17(8):1235-1240.

[16] ELSHAMY M, CROSBY W A, ELHADARY M. Crack detection of cantilever beam by natural frequency tracking using experimental and finite element analysis[J]. Alexandria Engineering Journal, 2018, 57: 3755-3766.

[17] 杨骁, 王天宇. 基于裂纹附加模态的梁裂纹损伤识别方法[J]. 振动工程学报, 2019, 32(3):480-489.
YANG Xiao, WANG Tianyu. Identification of crack damage for Euler-Bernoulli beam based on crack-induced additional mode[J]. Journal of Vibration Engineering, 2019, 32(3):480-489.(in Chinese)

[18] 闫少文, 屈文忠, 肖黎. 一种基于高频频响函数的无基准疲劳裂纹识别方法[J]. 中国机械工程, 2019, 30(12): 1428-1432, 1479.
YAN Shaowen, QU Wenzhong, XIAO Li. A fatigue crack detection method based on high-frequency response function[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(12): 1428-1432, 1479.(in Chinese)

[19] LEE J. Identification of multiple cracks in a beam using vibration amplitudes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 320(3):482-490.

[20] KAM T Y, LEE T Y. Detection of cracks in structures using modal test data[J]. Engineering Fracture Mechanics, 1992, 42(2):381-387.

[21] OKAMURA H, LIU H W, CHU C S, et al. A cracked column under compression[J]. Engineering Fracture Mechanics, 1969,1(3):547-564.

[22] 豆照良, 陈东, 张文海, 等. 工程力学[M]. 北京:航空工业出版社, 2010: 229-247.

[23] 郭隆清. 基于固有频率的悬臂梁裂纹参数识别方法研究[D]. 南昌:南昌航空大学, 2017.

[24] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册(第1卷):结构钢、不锈钢[M].2版. 北京:中国标准出版社, 2002: 565-571.

[25] CARUSO H. MIL-STD-810F, test method standard for environmental engineering considerations and laboratory tests[J]. Journal of the IEST, 2001, 44(3): 30-34.



第一作者简介:董江,男,1993年3月生,硕士、工程师。主要研究方向为航空动力装置结构强度飞行试验。曾发表《基于实测数据的随机振动疲劳寿命预测方法》(《航天器环境工程》2022年第39卷第3期)等论文。
E-mial:djiang1993@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.021

基于EWT-FastICA的斜拉桥监测挠度温度效应分离*

谭冬梅[1]， 姚 欢[1]， 吴 浩[2]， 甘沁霖[1]
（1.武汉理工大学土木工程与建筑学院 武汉，430070）
（2.华中师范大学城市与环境科学学院 武汉，430079）

摘要 考虑桥梁挠度中的温度效应和长期挠度成分将会一定程度影响到桥梁的安全评估，提出基于经验小波变换（empirical wavelet transform，简称EWT）结合快速独立分量分析（fast independt component analysis，简称FastICA）方法对温度效应和长期挠度进行分离。首先，利用经验小波变换分离出日温差效应；其次，考虑年温差效应与长期挠度频率相近难以分离，因此运用经验小波变换自定间隔把傅里叶频谱上年温差和长期挠度部分划分成多个区间，并在每个区间内构造相应的小波滤波器，将单通道的挠度信号转化成无虚假模态的一系列本征模态函数（intrinsic mode function，简称IMF）；然后，把多通道的IMF矩阵运用主成分分析（principal component analysis，简称PCA）降维；最后，将降维后的信号采用FastICA处理，实现桥梁挠度年温差和长期挠度的分离。数值仿真结果以及桥梁实测数据研究结果均表明：该方法能有效地分离挠度监测信号中的温度效应和长期挠度，且分离效率高。

关键词 挠度；温度效应分离；经验小波变换；快速独立分量分析
中图分类号 U441

引 言

随着桥梁结构健康监测系统的发展，桥梁的健康状态及安全评估越来越方便高效，但大量的数据积累造成很多有用的信息被掩盖。挠度作为桥梁安全评估最直观的参数之一，其中包括车载作用以及温度作用引起的挠度，混凝土收缩徐变等引起的长期挠度[1]。将这些不同的效应准确分离出来有利于对桥梁进行损伤识别及健康监测，目前有许多学者针对这方面做过一系列的研究。

刘纲等[2]从不同时间尺度展开，以日温差效应频率为中心频率，利用粒子群优化算法自适应的调整滤波器的带宽从而达到分离日温差效应。孙雅琼等[3-4]通过应变监测数据，运用时变的平均值法剔除出温度效应。陈国良等[5]根据挠度响应在时间尺度上不耦合的特点，运用中心移动平均法从时间序列分析来剔除年温差效应和日温差效应，并用差分整合移动平均自回归模型（autoregressive integrated moving average model，简称ARIMA）预测了挠度变形的长期趋势。刘夏平等[6]将温度输入最小二乘支持向量机中得到挠度温度效应来定量分析温度与温度效应之间的关系，根据关系式来从温度变化得到挠度温度效应的变化。梁宗保等[7]建立了应变与温度之间的经验回归方程，将温度效应视作回归方程得到的值与应变测量值之间的差值。谭冬梅等[8]通过采用改进的集合经验模态分解（modified ensemble empirical mode decomposition，简称MEEMD）算法进行多次分解最终对温度效应进行了分离。

笔者提出一种基于EWT-FastICA挠度成分分离算法。首先，采用经验小波变化根据极大值选取原则，在频谱上将日温差效应分割并构造Meyer小波滤波器快速准确分离日温差效应；其次，针对年温差和长期挠度频率相近难分离或者分离效果差的问题，修改傅里叶频谱分割边界，将年温差和长期挠度成分充分分解，形成一系列IMF分量；然后，采用PCA降维，提取主元；最后，运用FastICA算法解混分离出年温差和长期挠度。EWT对比传统的经验模态分解（empirical mode decomposition，简称EMD）和集合经验模态分解（ensemble empirical mode decomposition，简称EEMD）算法，可以极大地提升运算速度，受噪声影响小，自适应性好，且结合FastICA算法解决了一般算法较难分离年温差和长期挠度的问题。

* 国家自然科学基金资助项目（42271453）；湖北省重点实验室开放基金资助项目（DQJJ201709）
收稿日期：2020-03-15；修回日期：2020-07-06

1　理论简介

1.1　经验小波变换

经验小波变换[9]是一种新颖的时频分析变换方法，它是对传统的小波变换以及EMD[10]的改进。EWT实质是通过自适应分割频谱，提取出原始信号的调幅（amplitude modulation，简称AM）-调频（frequency modulation，简称FM）成分，从而成功地分解出各IMF[11-12]。

EWT首先把信号的傅里叶谱归一化得到频率$\omega_n\in(0,\pi)$，再在归一化后的区间上自适应划分将之分割成N份连续的小区间Λ_n，每个小区间长度为$\omega_n-\omega_{n-1}$，可以表示为

$$\Lambda_n=[\omega_{n-1},\omega_n]\quad(n=1,2,\cdots,N)\tag{1}$$

$$\tau_n=\gamma\omega_n\quad\left(0<\gamma<1,\gamma<\min\left(\frac{\omega_{n+1}-\omega_n}{\omega_{n+1}+\omega_n}\right)\right)\tag{2}$$

其中：$\omega_0=0$，$\omega_N=\pi$。

以每个分割界限ω_n为中心设置一个宽度为$2\tau_n$的过渡带，τ_n如式2所示，自适应分割后在各区间Λ_n构造窄带滤波器。根据传统小波变换的定义，经验小波变换的细节系数和近似系数可以表示为

$$W_f^{\varepsilon}(n,t)=\left\langle f,\psi_n\right\rangle=\int f(\tau)\bar{\psi}_n(\tau-t)\mathrm{d}\tau=F^{-1}(\hat{f}(\omega)\bar{\hat{\psi}}(\omega))\tag{3}$$

$$W_f^{\varepsilon}(0,t)=\left\langle f,\varphi_1\right\rangle=\int f(\tau)\bar{\varphi}_1(\tau-t)\mathrm{d}\tau=F^{-1}(\hat{f}(\omega)\bar{\hat{\varphi}}_1(\omega))\tag{4}$$

其中：$W_f^{\varepsilon}(n,t)$为经验小波变换的细节系数；$W_f^{\varepsilon}(0,t)$为经验小波变换的近似系数；$<\ >$表示内积；$\hat{\psi}_n(\omega)$为小波函数；$\hat{\varphi}_n(\omega)$为尺度函数；$\bar{\psi}_n(\omega)$，$\bar{\varphi}_n(\omega)$分别为$\psi_n(\omega)$，$\varphi_n(\omega)$的共轭复数；上标$\wedge$表示傅里叶变换；F^{-1}表示求傅里叶逆变换。

因此，得到的各阶IMF则可以表示为

$$f_0(t)=W_f^{\varepsilon}(0,t)*\varphi_1(t)\tag{5}$$

$$f_k(t)=W_f^{\varepsilon}(k,t)*\psi_k(t)\tag{6}$$

1.2　主成分分析

主成分分析法（PCA）常运用于数据降维，在不损失主要信息的情况下精简了数据，极大提升了计算速度，同时可提取信号中的主元，降低信号中无用成分的干扰以及消除噪声等。通过运用n维向量代替m维向量，其中$n<m$，PCA的处理步骤可以分为：

1）数据中心化；

2）计算信号的协方差矩阵$\boldsymbol{C}=\boldsymbol{E}(\boldsymbol{X}\boldsymbol{X}^{\mathrm{T}})$；

3）特征值分解协方差矩阵；

4）将分解后的特征值λ_i按降序排列，选取占比较大的前几个特征值；

5）根据步骤4所求特征值得到其对应的特征向量$\boldsymbol{\omega}_1,\boldsymbol{\omega}_2,\cdots,\boldsymbol{\omega}_n$；

6）将选取的特征向量构成新的矩阵乘上原信号矩阵实现降维。

1.3　快速独立分量分析

快速独立分量分析（FastICA）[13]是利用快速寻优迭代的方法把采集到的盲信号进行批量分解，找出统计独立的源信号。盲信号指的是混合矩阵以及原始信号均无法知道的情况下，仅仅利用采集到的信号来估计源信号。

设有m个源信号$\boldsymbol{S}_{n\times m}=[s_1(t),s_2(t),\cdots,s_m(t)]$存在某个混合矩阵$\boldsymbol{A}_{n\times n}$，使得

$$\boldsymbol{X}_{n\times m}=\boldsymbol{A}_{n\times n}\boldsymbol{S}_{n\times m}\tag{7}$$

其中：$\boldsymbol{X}$为观测信号。

在任一时刻t，$\boldsymbol{X}$均符合式(7)。因此，关键目标则是找出分离矩阵$\boldsymbol{W}$，其中$\boldsymbol{W}=\boldsymbol{A}^{-1}$使得$\boldsymbol{Y}(t)=\hat{\boldsymbol{S}}(t)=\boldsymbol{W}\boldsymbol{A}\boldsymbol{S}(t)=\boldsymbol{A}^{-1}\boldsymbol{A}\boldsymbol{S}(t)=\boldsymbol{S}(t)$，$\hat{\boldsymbol{S}}(t)$为$\boldsymbol{S}(t)$的估计。

快速独立分量分析可以分为如下步骤：

1）将观测信号$\boldsymbol{X}$去均值；

2）进行白化预处理；

3）引入定点迭代方式。

定点迭代方式为

$$\boldsymbol{w}=\boldsymbol{E}\{\boldsymbol{v}g(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\}\tag{8}$$

$$\begin{cases}g_1(y)=\tanh(a_1y)\\g_2(y)=y\exp(-y^2/2)\\g_3(y)=y^3\end{cases}\tag{9}$$

其中：$\boldsymbol{E}\{\ \}$为特征值分解；v为白化处理后的数据；$g(y)$为非线性二次函数的3种形式；a_1为常数，通常取为1。

通过近似牛顿法选择系数α，对式(8)两边各自加上$\alpha\boldsymbol{w}$；根据Kuhn-Tucker条件，在约束$\boldsymbol{E}\{(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})^2\}=\|\boldsymbol{w}\|^2=1$条件下，$\boldsymbol{E}\{G(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\}$在$\boldsymbol{E}\{\boldsymbol{v}g(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\}+\beta\boldsymbol{w}=0$点取得最优。令$K=\boldsymbol{E}\{\boldsymbol{v}g(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\}+\beta\boldsymbol{w}$，其中$\beta$为常数。

$$\frac{\partial K}{\partial\boldsymbol{w}}=E\{\boldsymbol{v}\boldsymbol{v}^{\mathrm{T}}g(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\}+\beta I\tag{10}$$

$$\boldsymbol{E}\{\boldsymbol{v}\boldsymbol{v}^{\mathrm{T}}g'(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\}\approx\boldsymbol{E}(\boldsymbol{v}\boldsymbol{v}^{\mathrm{T}})\boldsymbol{E}\{g'(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\}=E\{g'(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\}I\tag{11}$$

此时式(10)变成了可逆的对角矩阵,于是得到如下牛顿近似迭代

$$\boldsymbol{w}^* = \boldsymbol{w} - (E\{\boldsymbol{v}g(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\} + \beta\boldsymbol{w}) / (E\{g'(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v}) + \beta\}) \tag{12}$$

两边同乘上$E\{g'(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})+\beta\}$,最终得到

$$\begin{cases} \boldsymbol{w}^* = E\{\boldsymbol{v}g(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\} - E\{g'(\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v})\}\boldsymbol{w} \\ \boldsymbol{w} = \boldsymbol{w}^* / \|\boldsymbol{w}^*\| \end{cases} \tag{13}$$

FastICA 虽然能很好地解决频率混叠的问题,但是也有着幅值不确定性的缺点。当混合矩阵 $\boldsymbol{w}$ 某行乘上某个常数 k,对应位置源信号同时乘上常数 $1/k$,结果将会不变。

1.4 EWT-FastICA 分离流程

首先,利用 EWT 将桥梁挠度信号分解成为一系列 IMF,其中由于日温差效应相比年温差效应以及长期挠度频率有明显的差异,便可根据频率有效地剔除出其中的日温差效应;其次,把剔除日温差效应后剩余的 IMF 运用 PCA 降维,根据特征值贡献占比来选取其对应的特征向量,将选取的特征向量与原始矩阵重构得到降维后矩阵;最后,把 PCA 降维后的矩阵运用 FastICA 盲源分离算法分解出长期挠度与年温差效应。分离流程如图 1 所示。

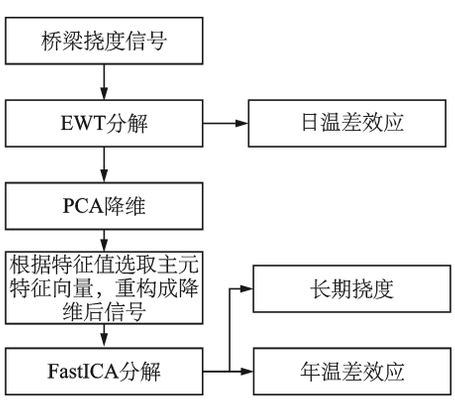


图 1 分离流程图

Fig.1 Separation flow chart

2 桥梁仿真挠度信号分离

2.1 桥梁模型仿真信号

桥梁挠度作为多种因素共同作用的结果,其长期监测的数据中包括车载和风载等引起的动挠度、温度作用挠度以及混凝土收缩徐变等引起的长期挠度[14],其中温度作用引起的挠度主要包括日温差效应和年温差效应。运用 Midas civil 软件建立了如图 2 所示的仿真模型,该模型为武汉某斜拉桥的简要模型。

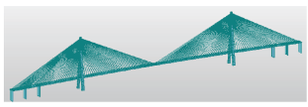


图 2 武汉某斜拉桥的模型图

Fig. 2 Model drawing of a cable-stayed bridge in Wuhan

根据改变模型温度来观测主跨跨中的挠度变化,其中每升高温度 1℃,跨中下挠 1.53 mm;每降低温度 1℃,跨中上挠 1.53 mm。再对跨中截面升高 1℃,跨中下挠 0.34 mm;截面降低 1℃,跨中上挠 0.34 mm。根据武汉天气,假设每天平均日温差为 12℃,梁横截面日温差可假设为 6℃,武汉 1 年的年温差可以假设为 36℃。日温度变化以及年温度变化均可以用正弦函数来表示,由于温度与温度效应之间简化为简单的线性关系[15],所以温度效应亦可表示成正弦函数。

整体日温差效应 $f_{11} = -9.18\sin(\pi t/12)$,截面日温差效应 $f_{12} = -1.02\sin(\pi t/12)$,因此日温差效应 $f_1(t) = f_{11}(t) + f_{12}(t)$,年温差效应 $f_2(t) = -27.54\sin(\pi t/4\,380)$。长期挠度 $f_3(t)$ 根据《公路钢筋混凝土及预应力混凝土桥涵设计规范》(JTG 3362—2018),运用指数型函数拟合得到,则总温度效应以及长期挠度可表示为

$$f(t) = f_1(t) + f_2(t) + f_3(t) \tag{14}$$

年温差 1 个周期为 8 760 h。为了方便显示日温差曲线图,日温差只取前 4 kh 的数据,年温差曲线图取 2 个周期 17 520 h 的数据。各个效应时域曲线及频域图如图 3~5 所示。

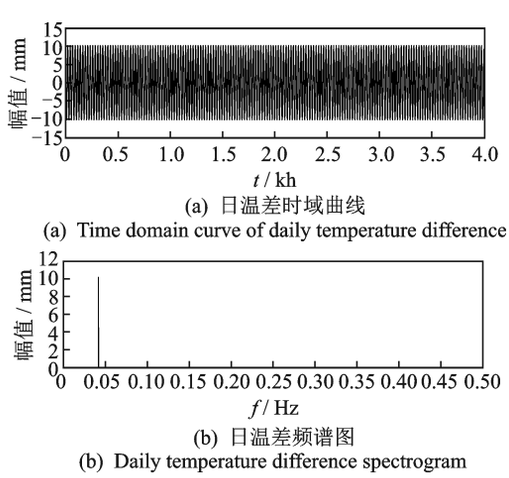
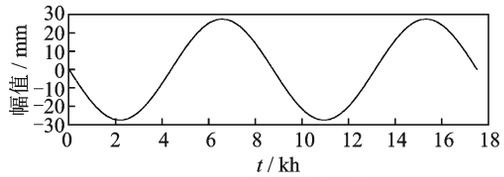


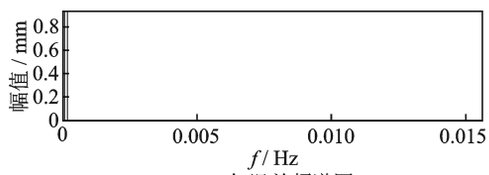
图 3 日温差效应时域曲线及频谱图

Fig.3 Time domain curve and frequency spectrogram of daily temperature difference effect



(a) 年温差时域曲线

(a) Time domain curve of annual temperature difference

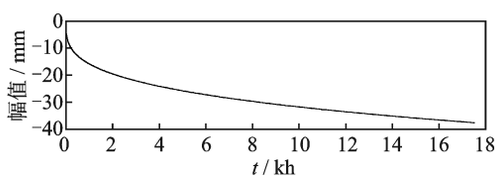


(b) 年温差频谱图

(b) Annual temperature difference spectrogram

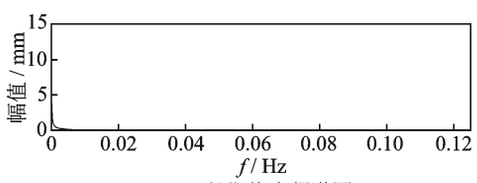
图 4　年温差效应时域曲线及频谱图

Fig.4　Time domain curve and frequency spectrogram of annual temperature difference effect



(a) 长期挠度时域曲线

(a) Time domain curve of long-term deflection



(b) 长期挠度频谱图

(b) Long-term deflection spectrogram

图 5　长期挠度时域曲线及频谱图

Fig.5　Time domain curve and frequency spectrogram of long-term deflection

2.2　温度效应分离

各效应合成的总挠度时程曲线如图 6 所示。由于年温差效应的频率为 1/8 760 Hz 及长期挠度频率过低接近于 0，因此一般的分离方法较难分离出年温差效应和长期挠度。

采用 EWT 对合成挠度信号进行分离，首先，选用 Locmax 分割策略，在频谱上自动判断选出极大值；其次，在两相邻极大值中间分割，对每个极大值建立 Meyer 小波滤波器。当取 N 值为 3 时，由于 0 和 π 总是第 1 个和最后 1 个边界，此时在信号频谱上根据极大值还会再次产生 2 个分割边界。EWT 频谱切割图和分割后接近 0 处的局部放大图分别如图 7 和图 8 所示，表明日温差频率部分得到较好的切割，但年温差与长期挠度频率接近，切割效果差。图 9 为分解后的 IMF 图，表明对日温差进行了有效的分离（为显示方便，仅显示前 4 kh），但长期挠度与年温差存在混叠。

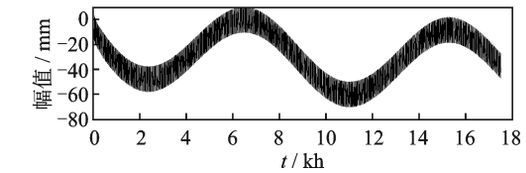


图 6　总挠度时域曲线

Fig. 6　Time domain curve of total deflection

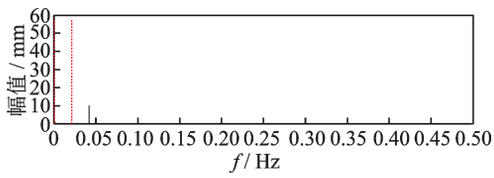


图 7　EWT 频谱切割图

Fig.7　EWT segmentation of spectrogram

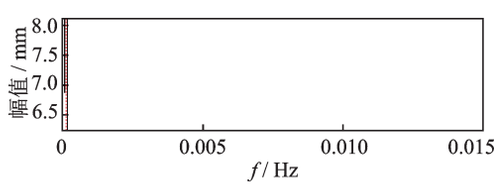


图 8　EWT 分割后接近 0 处的局部放大图

Fig.8　Enlarged local image near 0 after EWT segmentation

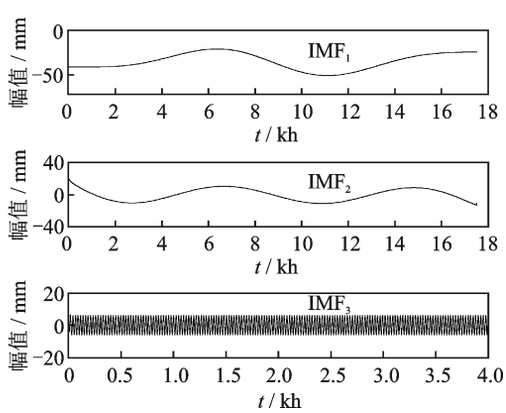


图 9　EWT 分解后 IMF 图

Fig.9　IMF diagram after EWT decomposition

即使选用 Locmaxmin 分割策略，分割界限位于年温差和长期挠度交汇处，分离得到的年温差与长期挠度也严重混叠。因此，笔者提出在日温差分割界限与年温差长期挠度界限间设定多个分割界限，将年温差和长期挠度混叠部分分离为多个 IMF，取自定分割区间数为 7，分解如图 10 所示。

图 10 中 IMF_7 便是分离出来的日温差效应，由 IMF_1～IMF_6 可看出长期挠度与年温差混叠。从原始信号 $f(t)$ 中剔除掉 IMF_7，得到长期挠度与年温差

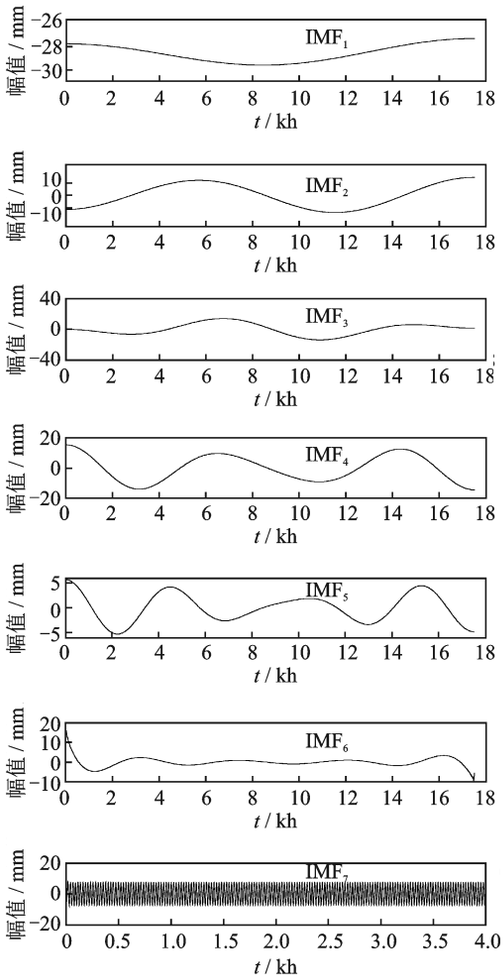


图 10 EWT 分解图

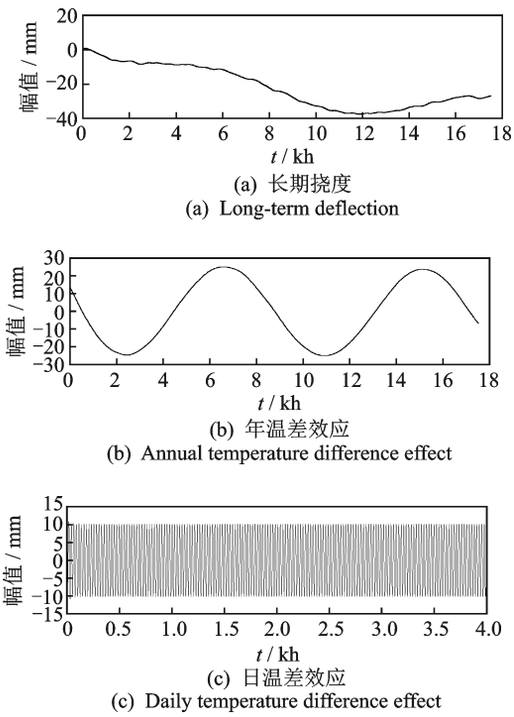
Fig.10 EWT decomposition diagram

效应的混合信号 $S_1(t)$,将前 6 阶 IMF 以及 $S_1(t)$ 组成多通道的混合信号,再运用 PCA 算法降维提取主元。PCA 数据特征值处理结果如表 1 所示,其中占比为该特征值与所有特征值之和的比值。由表 1 可知,前 2 阶特征值远大于其余特征值,占比较大,于是选取该 2 阶特征值所对应的特征向量来确定降维后的数据,再把降维后的数据运用 FastICA 算法盲源分离,然后对分离后的结果与原始信号进行幅值对比,把比值作为系数乘上分离后的结果,最终分离出日温差、年温差和长期挠度,各分离结果如图 11 所示。

表 1 PCA 处理后特征值数据

Tab.1 Eigenvalue data after PCA processing

特征值	占比/%	累计占比/%
3.173 8	45.34	45.34
2.937 2	41.96	87.30
0.554 7	7.92	95.22
0.225 4	3.22	98.44
0.102 1	1.46	99.90
0.004 5	0.06	99.96
0.002 3	0.04	100.00



(a) 长期挠度

(a) Long-term deflection

(b) 年温差效应

(b) Annual temperature difference effect

(c) 日温差效应

(c) Daily temperature difference effect

图 11 最终分解图

Fig.11 Final decomposition diagram

通过相关系数(r)来评价分解效果,其中相关系数式为

$$r(x_i,y_i)=\frac{\mathrm{cov}(x_i,y_i)}{\sqrt{\mathrm{var}(x_i)\,\mathrm{var}(y_i)}} \tag{15}$$

其中:x 为实际挠度信号;y 为分离后的信号。

当相关系数 r 越接近于 1,则表明分离的效果越好。将分离前后的信号代入式(15)计算,结果如表 2 所示。

表 2 各效应分离前后的相关系数

Tab.2 Correlation coefficient before and after effect separation

评价指标	长期挠度	年温差效应	日温差效应
r	0.893 1	0.984 3	0.999 8

从表 2 可以看出,日温差效应以及年温差效应的相关系数都接近于 1,均实现了很好的分离,但其中年温差端点效应较为明显;长期挠度由于受年温差效应干扰,分离效果相对较差,但总体相关系数都较高,证明了该方法对于各效应分离的有效性。

3　实测桥梁挠度信号各成分分离

3.1　实际工程背景

武汉某斜拉桥主桥为双塔双索面钢箱梁与预应力混凝土箱梁组合型斜拉桥结构，如图12所示。该斜拉桥采用北斗实时在线监测技术，在斜拉桥关键位置布置挠度测点，用来监测桥梁运营状态的安全情况，达到实时监控挠度变化的效果。北斗通过全自动化的高精度监测技术对斜拉桥进行了全年挠度连续的监测，每秒记录1次挠度值。当挠度变化大于阈值时，将会自动产生告警，能为桥梁后期的运营服务提供很好的帮助。测点位置布置如图13所示。



图12　武汉某斜拉桥

Fig.12　A cable-stayed bridge in Wuhan

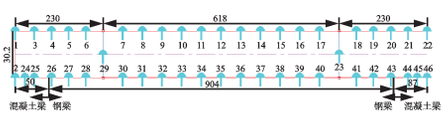


图13　武汉某斜拉桥主桥监测测点布置图(单位：m)

Fig.13　Monitoring map of main bridge of a cable-stayed bridge in Wuhan (unit: m)

3.2　实际桥梁挠度分离

选取主跨跨中测点BD_{12}的挠度数据，时间间隔为2017年9月至2018年8月，每秒采集数据1次，每小时取样1次，BD_{12}挠度曲线如图14所示。

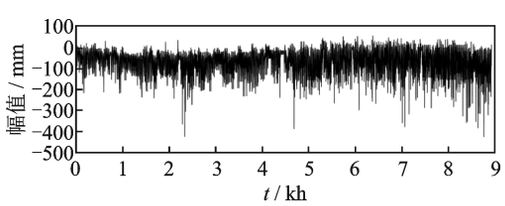


图14　BD_{12}全年挠度数据

Fig.14　BD_{12} annual deflection data

首先，对实测挠度数据用EWT分解；其次，将分解的低频信号进行PCA降维，根据特征值占比大小选取所对应的特征向量重组信号；最终，将重组后的信号输入到FastICA算法，分离出实测挠度中的各效应作用，并且考虑到实际分离信号受到环境因素等的影响，将分离结果拟合，得到BD_{12}全年挠度数据分离结果如图15所示。

由于相邻测点之间受温度效应的影响基本相同，为了验证实测挠度信号分离的效果，取该测点对称处跨中BD_{35}测点的数据进行分离，将各自分离效果进行对比，图16和图17分别为BD_{35}的全年挠度时程和分离后各挠度效应。

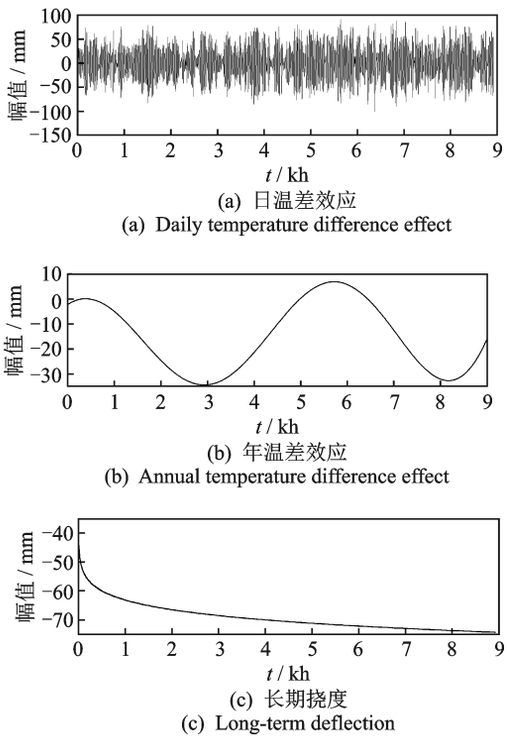


图15　BD_{12}全年挠度数据分离结果

Fig.15　Separation results of BD_{12} annual deflection data

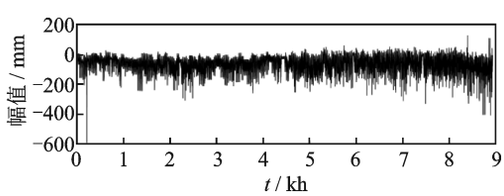
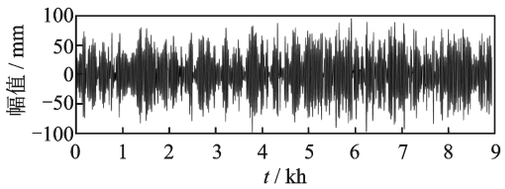


图16　BD_{35}全年挠度数据

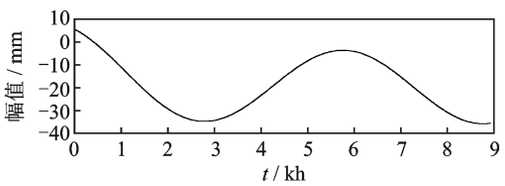
Fig.16　BD_{35} annual deflection data

BD_{12}和BD_{35}测点分离效果对比如图18所示，从图中可以看出，BD_{12}与BD_{35}分解的效果相似度较好，证明准确率较高，分离效果好。将此方法与EEMD结合改进PCA算法进行对比，两侧点的分离结果相关系数如表3所示。

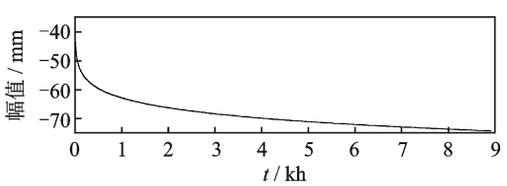
由表3可知，两测点相关系数均高于0.9，说明基于EWT-FastICA与EEMD和改进PCA方法都能较好地分离出实际桥梁挠度信号中的温度效应，但基于EWT-FastICA算法精度较高。同时由于EWT是直接通过在频谱上自适应切割并构造滤波器，而EEMD则是通过多次添加高斯白噪声和多次求平均，因此EWT相比EEMD计算速度具有较大提升，可显著提高分离效率。为对比计算速度，选择



(a) 日温差效应
(a) Daily temperature difference effect



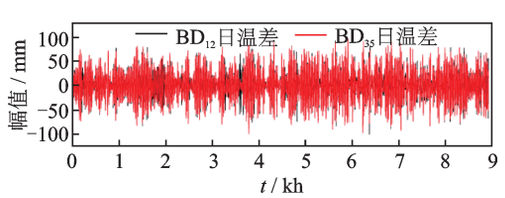
(b) 年温差效应
(b) Annual temperature difference effect



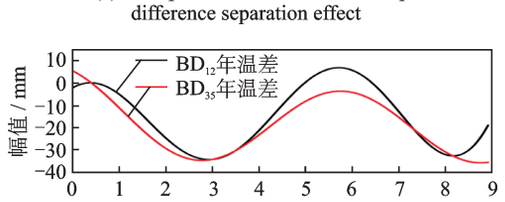
(c) 长期挠度
(c) Long-term deflection

图 17 BD_{35}全年挠度数据分离结果

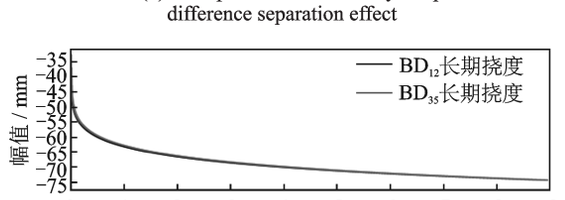
Fig.17 Separation results of BD_{35} annual deflection data



(a) 年温差分离效果对比图
(a) Comparison chart of annual temperature difference separation effect



(b) 日温差分离效果对比图
(b) Comparison chart of daily temperature difference separation effect



(c) 长期挠度分离效果对比图
(c) Comparison chart of long-term deflection separation effect

图 18 对称测点分离结果对比图

Fig.18 Comparison chart of separation results of symmetrical measuring points

2017 年 9 月至 2018 年 9 月实测数据，考虑温度效应周期较长特性，故每小时提取 1 个数据，共 8 928 个数据分别运用 EWT 和 EEMD 算法进行信号分离，运行速度结果如表 4 所示。从表 4 可以看出，EWT 运行速度远高于 EEMD，而桥梁监测海量数据实时在线分析中，实测桥梁采集频率通常达到几十赫兹甚至几百赫兹，将会产生庞大的数据量，故 EWT 算法体现出了更大的优越性。

表 3 两测点分离后的相关系数

Tab.3 Correlation coefficient before and after effect separation

分离方法	长期挠度	年温差效应	日温差效应
EWT-FastICA	0.979 2	0.954 5	0.939 8
EEMD 和改进 PCA	0.908 3	0.971 6	0.919 3

表 4 运行速度对比表

Tab.4 Running speed comparison table

分离方法	数据量	运行时间/s
EWT	8 928	0.058 7
EEMD	8 928	137.566 7

4 结 论

1) 采用 EWT 算法通过在频谱上自适应分割并构造小波滤波器将单通道的混合信号分解成多通道信号，解决了 FastICA 算法需要观测信号数大于等于源信号数的先决条件。

2) EWT 算法相对于 EMD 和 EEMD 算法做到了直接分离日温差效应，对于难以分离的长期挠度和年温差，则通过 PCA 降维提取主元向量后，再基于 FastICA 算法较好地解决了频率相近信号模态混叠的问题，成功分离出长期挠度与年温差效应。

3) 从模拟信号和实测桥梁挠度信号的相关系数以及 EWT 运行速度来看，EWT 算法较 EEMD 算法极大增强了运算速度，对于桥梁实时在线监测海量数据分析，EWT 算法体现出较大的优越性。

参 考 文 献

[1] 陈波，郑瑾，王建平. 桥梁结构温度效应研究进展[J]. 武汉理工大学学报，2010，32(24)：79-83.
CHEN Bo, ZHENG Jin, WANG Jianping. Research progress on temperature effect of bridge structures[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2010, 32(24):79-83.(in Chinese)

[2] 刘纲，邵毅敏，黄宗明，等. 长期监测中结构温度效应分离的一种新方法[J]. 工程力学，2010，27(3)：55-61，100.
LIU Gang, SHAO Yimin, HUANG Zongming, et al.

A new method for separation of structural temperature effects in long-term monitoring[J]. Engineering Mechanics, 2010,27(3):55-61,100.(in Chinese)

[3] 孙雅琼，赵作周．桥梁结构动应变监测的温度效应实时分离与动荷载识别[J]．工程力学，2019，36(2)：186-194.
SUN Yaqiong, ZHAO Zuozhou. Real-time temperature effect separation and dynamic load identification for dynamic strain monitoring of bridge structures[J]. Engineering Mechanics,2019,36(2):186-194.(in Chinese)

[4] 孙雅琼，赵作周．混凝土桥梁应变监测的时变温度效应分离方法[J]．中外公路，2018，38(3)：204-207.
SUN Yaqiong, ZHAO Zuozhou. Time-varying temperature effect separation method for strain monitoring of concrete bridges[J]. Journal of China & Foreign Highway,2018,38(3):204-207.(in Chinese)

[5] 陈国良，林训根，岳青，等．基于时间序列分析的桥梁长期挠度分离与预测[J]．同济大学学报(自然科学版)，2016，44(6)：962-968.
CHEN Guoliang, LIN Xungen, YUE Qing, et al. Long-term deflection separation and prediction of bridges based on time series analysis[J]. Journal of Tongji University (Natural Science Edition), 2016, 44(6): 962-968.(in Chinese)

[6] 刘夏平，杨红，孙卓，等．基于LS-SVM的桥梁挠度监测中温度效应分离[J]．铁道学报，2012，34(10)：91-96.
LIU Xiaping, YANG Hong, SUN Zhuo, et al. Separation of temperature effect in bridge deflection monitoring based on LS-SVM[J]. Journal of the China Railway Society,2012,34(10):91-96.(in Chinese)

[7] 梁宗保，陈伟民，符欲梅，等．混凝土桥梁结构应变监测的温度效应分离方法研究[J]．混凝土，2005(12)：3-5，24.
LIANG Zongbao, CHEN Weimin, FU Yumei, et al. Study on temperature effect separation method for strain monitoring of concrete bridge structures[J]. Concrete, 2005(12):3-5,24.(in Chinese)

[8] 谭冬梅，聂顺，瞿伟廉，等．大跨斜拉桥北斗监测挠度温度效应分离研究[J]．建筑科学与工程学报，2019，36(5)：71-79.
TAN Dongmei, NIE Shun, QU Weilian, et al. Study on separation of temperature effect of beidou monitoring deflection of long-span cable-stayed bridge[J]. Journal of Architecture Science and Engineering, 2019,36(5):71-79.(in Chinese)

[9] GILLES J. Empirical wavelet transform[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2013, 61(16): 3999-4010.

[10] FLANDRIN P, RILLING G, GONCALVES P. Empirical mode decomposition as a filter bank[J]. IEEE Signal Processing Letters,2004,11(2):112-114.

[11] 李志农，朱明，褚福磊，等．基于经验小波变换的机械故障诊断方法研究[J]．仪器仪表学报，2014(11)：2423-2432.
LI Zhinong, ZHU Ming, CHU Fulei, et al. Research on mechanical fault diagnosis method based on empirical wavelet transform[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument,2014(11):2423-2432.(in Chinese)

[12] 胡爱军，南冰，任永辉．基于PPCA-EWT的滚动轴承轻微故障诊断[J]．振动、测试与诊断，2018，38(2)：365-370.
HU Aijun, NAN Bing, REN Yonghui. Diagnosis of minor faults of rolling bearings based on PPCA-EWT [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018,38(2):365-370.(in Chinese)

[13] HESSE C W, JAMES C J. The FastICA algorithm with spatial constraints [J]. IEEE Signal Processing Letters,2005,12(11):792-795.

[14] 杨红，刘夏平，崔海霞，等．大跨径桥梁实时动态挠度信号的分离[J]．振动、测试与诊断，2015，35(1)：42-49.
YANG Hong, LIU Xiaping, CUI Haixia, et al. Separation of real-time dynamic deflection signals of long-span bridges[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis,2015,35(1):42-49.(in Chinese)

[15] WANG G, YE J. Localization and quantification of partial cable damage in the long-span cable-stayed bridge using the abnormal variation of temperature-induced girder deflection[J]. Structural Control and Health Monitoring, 2019,26:e2281.



第一作者简介：谭冬梅，女，1976年1月生，博士、副教授。主要研究方向为结构的健康监测与损伤诊断。
E-mail：smiledongmei@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.022

基于EMD-SVM的钛合金铣削过程刀具磨损监测*

谢振龙[1]， 岳彩旭[1]， 刘献礼[1]， 严复钢[1]， 刘智博[1]， 穆殿方[1]， 梁越昇[2]
（1.哈尔滨理工大学先进制造智能化技术教育部重点实验室 哈尔滨，150080）
（2.佐治亚理工学院乔治·W·伍德拉夫机械工程学院 亚特兰大，30332）

摘要 以硬质合金刀具铣削 Ti-6Al-4V 为研究对象，提出了一种基于经验模态分解（empirical mode decomposition，简称EMD）及支持向量机（support vector machine，简称SVM）的刀具磨损阶段识别方法。首先，将原始加速度信号及力信号分解为一系列模态分量（intrinsic mode function，简称IMF），选择了有效的IMF来组合一个新的信号；其次，计算新信号的多评价指标矩阵，将得到的多指标矩阵（I-kaz™、功率谱熵及均方根）作为输入特征向量，得到了基于线性分类器的刀具磨损识别模型；最后，将检测信号输入模型中进行识别，对刀具磨损阶段的识别精度达到了99.17%。EMD-SVM相较于SVM、BP神经网络及小波包-SVM模型，运算时间减少，运算精度提高。实验结果表明，该模式对钛合金铣削过程中的刀具磨损具有良好的识别效果，为刀具磨损状态的监测提供了一种新方法。

关键词 经验模态分解；支持向量机；刀具磨损监测；切削力信号；振动信号
中图分类号 TH164；V262.3+3

引 言

智能制造是包括原材料、加工及测量检测等一系列环节的生产过程，刀具是其中非常关键的环节[1]。刀具磨损作为最主要的刀具失效形式，关乎着制造的精度及产品的表面质量，如何精确识别刀具磨损已成为一个研究热点。

近些年，专家们提出了许多刀具磨损识别的方法，主要分为直接观察法和间接观察法。直接观察法就是测量刀具磨损量来衡量刀具磨损程度，包括监测磨损宽度、磨损面大小等。常用的方法有接触法、辐射法和光学检测法。它存在2个主要缺陷：①不能对刀具磨损状态进行实时监测；②停机检测极大降低工作效率。间接观察法就是通过检测刀具铣削时产生的信号，构建基于信号的刀具磨损模型，从而监测刀具磨损的方法。此方法不对加工过程造成干扰，且可以连续监测加工过程，更适合于在线监测。常用的方法有切削力监测[2]、声发射监测[3]、振动监测[4]、电流与功率监测[5]、超声波监测[6]和温度监测[7]。然而单纯采集铣削时的信号不能准确反应刀具状态，机器学习及信号处理技术为刀具磨损识别提供了新的思路。Rizal等[8]提出了一种结合多传感器信号和马氏田口系统的检测刀具磨损的方法，并提出马氏距离作为识别刀具磨损的评价指标。Bhuiyan等[9]对切削时的声发射及振动信号进行研究，探究刀具磨损与信号之间的关系。Wu等[10]通过多信号融合探究刀具剩余寿命，揭示信号与刀具磨损之间的关系。Chen等[11]通过深度置信网络学习模型融合刀具力信号、振动信号及声发射信号对刀具磨损进行识别。谢峰云等[12]提出的广义BP神经网络识别模型，提取了振动信号广义均方根、广义功率谱密度均方根及小波包系数均方根为特征值，将特征值输入BP神经网络中识别铝合金铣削时的颤振。甘梓舜等[13]通过对机床的各种信号进行监测从而监测刀具磨损。陈刚等[14]通过BP神经网络对振动及切削力信号进行学习从而识别刀具磨损。但是由于深度学习及其他学习模型所需数据量大、运算速度慢，BP神经网络准确性相对不稳定，而SVM由于其算法简单以及具有优秀的“学习”能力[15]，所以笔者采用SVM对数据进行学习，从而达到刀具磨损识别的效果。

利用信号对刀具磨损状态识别会面临一个问题，即采取的信号往往掺杂着噪声，所以对信号进行处理至关重要。Plaza等[16]通过对比不同的信号处理方法，选择小波包与神经网络结合的方式对信号进行处理监测表面质量，但是由于小波包基有选择

* 国家重点研发计划资助项目（2018YFB2002201）；国家自然科学基金资助项目（51720105009）
收稿日期：2020-07-02；修回日期：2020-10-12

困难的局限，选用小波包基会花费较长的时间且监测的信号会出现非线性、非平稳的现象。为了解决这个问题，Huang等[17]提出了经验模态分解，该方法对于分析信号非线性与非平稳具有明显的优越性，同时克服了小波包基选择困难的特点。在处理信号时选择EMD将会简化数据的计算且不会失去数据原有的特性，因此将EMD引用到信号监测中对信号进行处理。

由于采取的信号数据量大，直接输入信号进行学习及判断会增加模型运算时间，所以应当提取信号特征值来对数据进行简化。刀具磨损时，加工过程中的时、频域和能量分布将发生变化。为了有效地监测信号的变化，选取的特征值应当囊括以上特征。标准差可以反映信号能量的变化，它的值随信号幅度的增大而增大。功率谱熵[18]是一个无量纲指标，其可以反映不同频率在频带内的分布。当频率分量广泛分布在频带上时，分布的不确定度最大，其所对应的功率谱熵最大；相反，当频率分量分布在一定频带上时，频率分布的不确定性最小，其所对应的功率谱熵最小。I-kaz^{TM}是一种多分辨率分析方法，能准确得出信号的变化[19]。因此，将标准差、功率谱熵和I-kaz^{TM}作为信号的特征值。

基于以上分析，笔者针对钛合金切削过程中的刀具磨损识别问题，提出了一种基于EMD及SVM刀具磨损阶段识别方法。首先，将原始加速度信号及力信号分解为一系列IMF，选择有用的IMF来组合一个新的信号；其次，计算新信号的特征值，将得到的特征值矩阵作为SVM的输入；最后，得到了刀具磨损识别模型，能对刀具磨损阶段进行准确识别。

1　信号处理及特征值的选取

1.1　EMD分解思想

EMD方法假设任何信号都由不同IMF组成，每个IMF可以是线性的，也可以是非线性的。IMF分量必须满足2个条件：①其极值点个数和过零点数相同或最多相差1个；②其上下包络关于时间轴局部对称。

EMD分解过程基于以下假设：

1）信号最少有2个极值，即1个极大值和1个极小值；

2）时域特性由极值间隔决定；

3）如果数据序列完全缺乏极值但仅包含拐点，那么它也可以通过1次或多次求导来表示极值点，而最终结果可以由这些成分求积分来获得。

具体方法是由一个“筛选”过程完成。

首先，找出信号$s(t)$所有的极大值点并将其用3次样条函数拟合成原数据序列上的包络线，再找出所有的极小值点并将其用3次样条函数拟合成原数据[20]。

其次，计算上下包络线的均值，记为$m_1(t)$，并将原数据序列$s(t)$减去该均值即可得到1个去掉低频的新数据序列h_1

$$s(t)-m_1(t)=h_1(t) \tag{1}$$

因为$h_1(t)$一般不是1个IMF分量序列，为此需要对它重复进行上述处理过程k次，直到$h_1(t)$符合IMF的定义要求：所得到的均值趋于零。这样就得到了第1个IMF分量$c_1(t)$，它代表信号$s(t)$中最高频率的分量

$$h_{1(k-1)}(t)-m_{1k}(t)=h_{1k}(t) \tag{2}$$

$$c_1(t)=h_{1k}(t) \tag{3}$$

然后，将$c_1(t)$从$s(t)$中分离出来，即得到1个去掉高频分量的差值信号$r_1(t)$。将$r_1(t)$作为原始数据，重复以上步骤，得到第2个IMF分量$c_2(t)$，重复n次，得到n个IMF分量[21]

$$\begin{cases} r_1(t)-c_2(t)=r_2(t) \\ r_2(t)-c_3(t)=r_3(t) \\ \vdots \\ r_{n-1(t)}-c_n(t)=r_n(t) \end{cases} \tag{4}$$

最后，当$c_n(t)$或$r_n(t)$满足给定的终止条件（通常$r_n(t)$成为一个单调函数）时，循环结束。由式(3)和式(4)得到

$$s(t)=\sum_{j=1}^{n}c_j(t)+r_{nn}(t) \tag{5}$$

1.2　信号特征值的选取

1.2.1　I-kaz^{TM}

I-kaz^{TM}是由I-kaz指数演化出来的，其主要思想是将动态信号分解为3个频率范围，其中：低频（LF）范围为0～0.25f_{max}；高频（HF）范围为0.25f_{max}～0.5f_{max}；极高频（VF）范围为大于0.5f_{max}。为了测量数据分布的散射，计算了每个频带的方差σ^2

$$\sigma_L{}^2=\frac{\sum_{i=1}^{N}(x_i{}^L-\mu_L)^2}{N} \tag{6}$$

$$\sigma_H{}^2=\frac{\sum_{i=1}^{N}(x_i{}^H-\mu_H)^2}{N} \tag{7}$$

$$\sigma_V{}^2=\frac{\sum_{i=1}^{N}(x_i{}^V-\mu_V)^2}{N} \tag{8}$$

其中：$\sigma_L{}^2$，$\sigma_H{}^2$，$\sigma_V{}^2$ 和 $x_i{}^L$，$x_i{}^H$，$x_i{}^V$ 分别为 LF，HF 和 VF 范围内时域的方差和数据；μ_L，μ_H，μ_V 分别为每个频率的平均值；N 为数据点的数目。

由于 I-kaz™ 方法是基于数据质心的数据发散概念发展起来的，所以 I-kaz™ 的系数可以用 Z^∞ 来表示

$$Z^\infty=\sqrt{(\sigma_L{}^2)^2+(\sigma_H{}^2)^2+(\sigma_V{}^2)^2} \tag{9}$$

将式(6)～(8)代入式(9)，得到

$$Z^\infty=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}(x_i^L-\mu_L)^2}{N^2}+\frac{\sum_{i=1}^{N}(x_i^H-\mu_H)^2}{N^2}+\frac{\sum_{i=1}^{N}(x_i^V-\mu_V)^2}{N^2}} \tag{10}$$

式(10)可以用峰度和标准差表示出来，峰度 K 的公式为

$$K=\frac{1}{Ns^4}\sum_{i=1}^{N}(x_i-\mu)^4 \tag{11}$$

其中：N 为数据的数量；s 为标准偏差。

因此，根据峰度 K 和标准偏差 s 可得

$$Z^\infty=\frac{1}{N}\sqrt{K_L s_L{}^4+K_H s_H{}^4+K_V s_V{}^4} \tag{12}$$

其中：K_L，K_H 和 K_V 分别为 LF，HF 和 VF 范围中的信号的峰度；s_L，s_H，s_V 分别为 LF，HF 和 VF 范围内的信号的标准差。

根据 I-kaz™ 来提取适应 EMD 分解的方法，其不同于 I-kaz™，即信号不需要分解为三差分。EMD 处理完信号后，选择有效的模态分量，分别计算其峰度及标准偏差，最终计算 I-kaz™ 系数。因此，I-kaz™ 系数可以写成如下形式

$$Z_n^\infty=\frac{1}{N}\sqrt{K_1 s_1{}^4+K_2 s_2{}^4+\ldots+K_i s_i{}^4+\ldots+K_n s_n{}^4} \tag{13}$$

其中：N 为有效分解模态的数目；K_i 为分解后模态的峰度；s_i 为第 i 个分解信号的标准偏差。

1.2.2 *功率谱熵*

功率谱熵(power spectral entropy，简称 PSE)是“信息熵”在频域中的扩展，其与频率分量的分布有关。具体计算步骤如下。

1) 根据式(14)获得信号 $x(t)$ 的功率谱

$$s(f)=\frac{1}{2\pi N}\left|X(w)\right|^2 \tag{14}$$

其中：N 为数据长度；$X(w)$ 为 $X(t)$ 的傅里叶变换。

2) 功率谱的概率密度函数可以通过对所有频率分量的归一化来计算

$$p_i=\frac{s(f_i)}{\sum_{k=1}^{N}s(f_k)}\quad(i=1,2,\cdots,N) \tag{15}$$

其中：$s(f_i)$ 为频率分量 f_i 的光谱能量；p_i 为相应的概率密度；N 为快速傅里叶变换中频率分量的总数。

3) 相应的功率谱熵定义为

$$H=-\sum_{k=1}^{N}p_i\log(p_i) \tag{16}$$

为了比较不同的工作条件，结果由因子 $\log N$ 标准化，得

$$E=\frac{H}{\log N}=\frac{-\sum_{k=1}^{N}p_i\log(p_i)}{\log N} \tag{17}$$

功率谱熵 E 是在[0,1]的范围内的无量纲指示符，其中 1 表示频率分量分布不确定度最大，0 表示分布不确定度最小。

1.2.3 *标准差*

标准差(standard deviation，简称 SD)能很客观准确地反映一组数据的离散程度，其计算公式为

$$s=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i-\bar{x})^2}{n-1}} \tag{18}$$

2 基于 EMD-SVM 刀具磨损识别模式

SVM 是一种二分类模型，其基本模型是定义在特征空间上的间隔最大的线性分类器[22]。SVM 学习的基本想法是求解能够正确划分训练数据集并且几何间隔最大的分离超平面，其将空间的点进行划分并根据划分的直线对点进行识别，如图 1 所示。对于线性可分的数据来说，这样的超平面有无穷多个(即感知机)，但是几何间隔最大的分离超平面却是唯一的。由于信号特征值相对于信号整体来说，数据量小，易于学习，所以采用 SVM 对信号进行学习。

在选择核函数时，若对给出的数据没有先验知识，径向基函数(radial basis function，简称 RBF)就是最好的选择，而且 RBF 核的支持向量机可以获得非常平滑的估计[23]，所以笔者采用高斯核函数作为 SVM 的核函数。

为了消除噪声和其他无关的信号，首先，利用 EMD 将加速度信号分解为多个 IMF，将分解完的信号重构为新信号；其次，将新信号划分成一系列段，

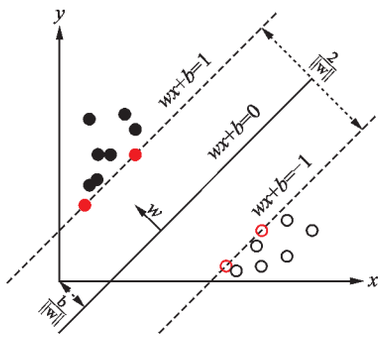


图1　支持向量机

Fig.1　Support vector machine

分别计算每个分段的I-kaz™、功率谱熵及均方根，得到铣削状态的特征向量矩阵；最后，以特征向量矩阵为输入特征，建立以SVM为基础的刀具磨损识别模型。根据该模型可以判断刀具磨损阶段。刀具磨损阶段识别的流程如图2所示。

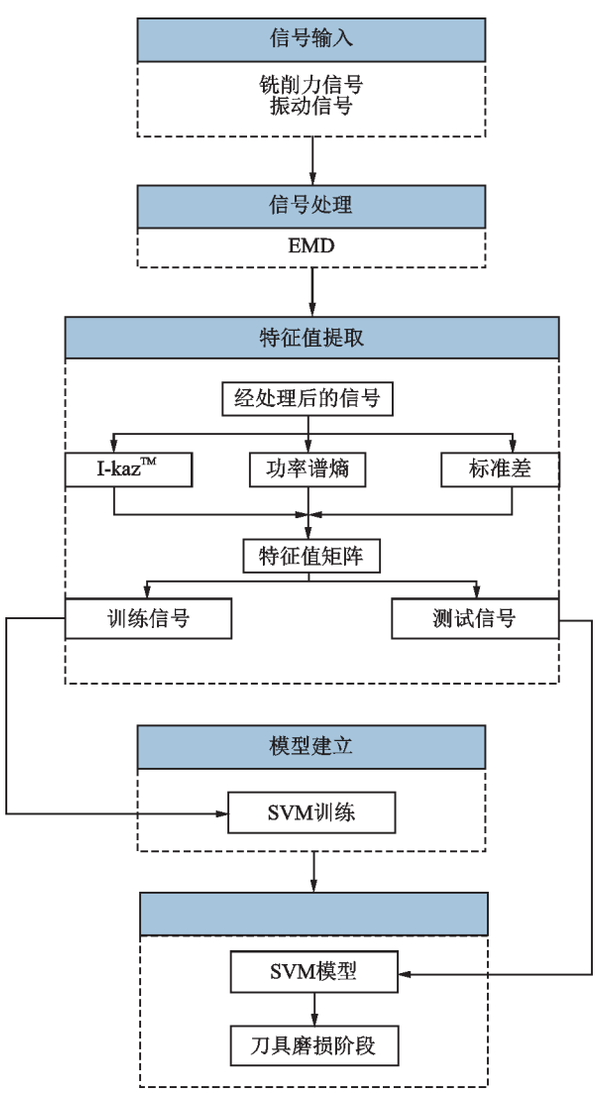


图2　基于EMD-SVM的刀具磨损阶段识别流程

Fig.2　Process of tool wear stage based on EMD-SVM

3　钛合金铣削实验及信号分析

3.1　实验设备

实验在三轴机床VDL-1000E进行，实验工件材料为Ti-6Al-4V（TC4），实验刀具为无涂层硬质合金四齿铣刀，刀具螺旋角、前角、后角分别为75°，8°和9°。采用PCB加速度传感器及Kister9171A旋转式测力仪对加速度信号及铣削力信号进行采集。采用东华DHDAS动态信号采集分析系统对加速度信号及力信号进行处理，采样频率为1 kHz。图3所示为铣削加工实验现场，旋转测力仪安装在刀柄处对加工实验的3向力信号进行测量，将加速度传感器连接在工件上对加速度信号进行测量，选取有效的信号点作为2种信号的共同起始点。

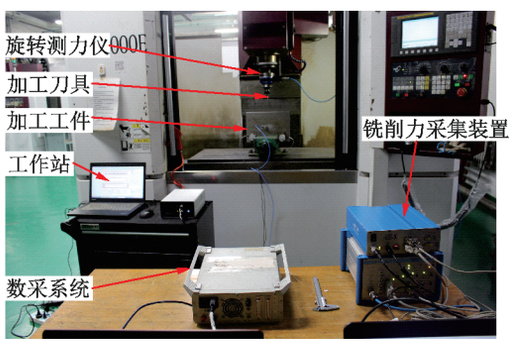


图3　铣削加工实验现场

Fig.3　The milling experiment site

3.2　实验方案及数据分析

3.2.1　实验方案

为了验证该方法，实验准备获取在不同刀具磨损情况下的力及加速度信号，实验参数如表1所示。

表1　实验参数

Tab.1　Experimental parameters

序号	转速/（r·min^{-1}）	切深/mm	切宽/mm	进给速度/（mm·min^{-1}）
1	2 000	6	0.3	400

如果要对刀具磨损阶段进行划分，就要先确定刀具磨损曲线。在本研究实验参数下进行实验，取3次走刀的平均磨损值作为1次磨损取值，建立如图4所示的刀具磨损曲线。表2为刀具磨损状态分类表，根据磨损率变化情况将刀具磨损过程分为3个

阶段,即初期磨损阶段[0 mm,0.12 mm)、正常磨损阶段[0.12 mm,0.17 mm)和急剧磨损阶段[0.17 mm,0.30 mm)。预先将3个磨损阶段标记为1,2,3以输入SVM中。

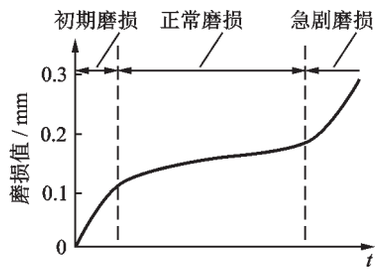


图4 刀具磨损过程

Fig.4 Tool wear process

表2 刀具磨损状态分类表

Tab.2 Classification of tool wear status

磨损值/mm	磨损状态	标记
[0,0.12)	初期磨损	1
[0.12,0.17)	正常磨损	2
[0.17, 0.30)	急剧磨损	3

3.2.2 特征值提取及数据分析

在实验中很难根据原始的加速度及力信号来判断铣削状态。特征提取的目的是为了减少原始加工信号的尺寸,同时保持所提取的特征中具有刀具状态的相关信息。本节主要以加速度信号为例进行数据分析。

选取1组铣削时检测的初期振动信号,经过频域变换处理后的加速度信号及频域分布见图5。

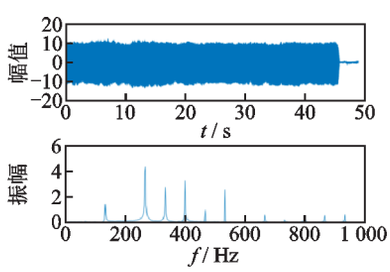
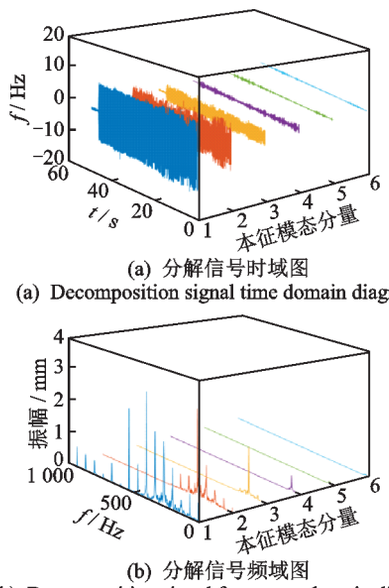


图5 加速度信号及其频域

Fig.5 Acceleration signal and its frequency domain

图5所示的加速度信号经EMD分解得到的时域和频域如图6所示。图6(a)中,从左到右依次为IMF_1,IMF_2,…,IMF_6。从图6(b)可以看出,第4~6个模态固有函数的频域极其相近且主频过小,此时的模态固有函数为虚假分量,没有实际意义,可以忽略不计,所以计算时值采取IMF_1~IMF_3。图中为无纲量单位。



(a) 分解信号时域图

(a) Decomposition signal time domain diagram

(b) 分解信号频域图

(b) Decomposition signal frequency domain diagram

图6 EMD分解时域及频域图

Fig.6 EMD decomposition time domain and frequency domain diagram

图7为3个刀具磨损阶段的力信号,刀具磨损量分别为0.05,0.15及0.25 mm。由图可知,当后刀面磨损处于正常磨损时切向力及径向力分别为270和160 N,而当后刀面磨损处于急剧磨损阶段时,2种力信号的幅值急剧增加,比例分别为41%及27%,这是因为刀具后刀面磨损后,作用在后面的法向力及摩擦力都增大,故切向力及径向力增加,而轴向力却未有较大的变化。

图8为刀具在初期磨损、中期磨损及急剧磨损的特征值随时间的变化图,其中特征值为无量纲单位。由图可以看出,在不同的刀具磨损情况下,刀具磨损的特征值趋于一个稳定值,且3个阶段的特征值不同,由此可以得出选取的特征值对信号变化敏感,可以用于模型的学习。

通过对初期、中期及急剧磨损阶段的加速度信号进行对比发现:急剧磨损阶段的加速度信号相较于初期及中期磨损阶段来说,均方根及功率谱熵指数增大而I-kaz™减小,即刀具磨损时信号能量增加,信号的分散性变高。

为了验证上述结论的有效性,重建加速度信号的形态特征、时域能量和频率分量,对信号进行了深入分析。图9为在不同刀具磨损情况下加速度信号的形态特征及频域分布图,其中频域分布图中的频

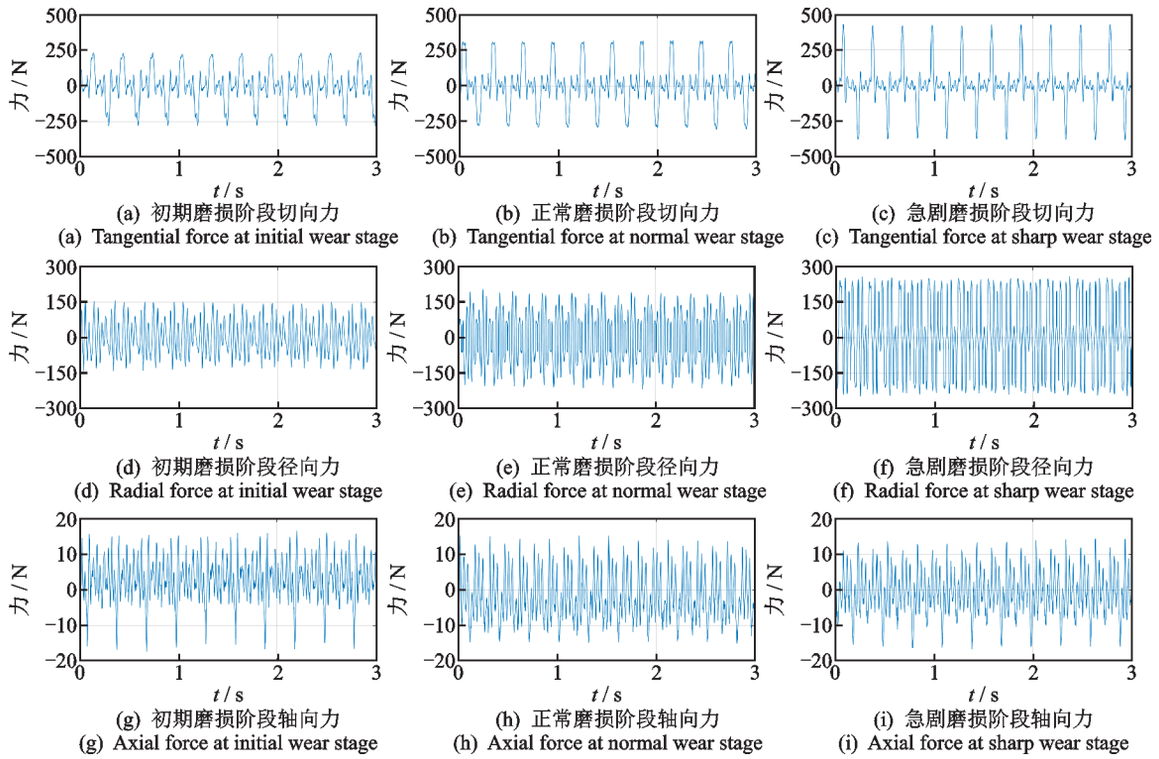


图 7　不同阶段力变化图

Fig.7　Force variations at different stages

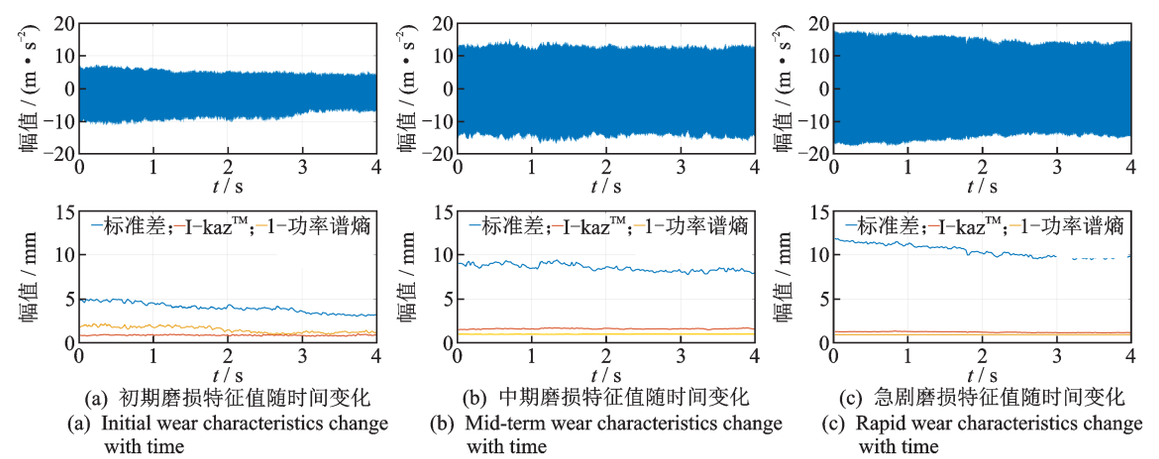


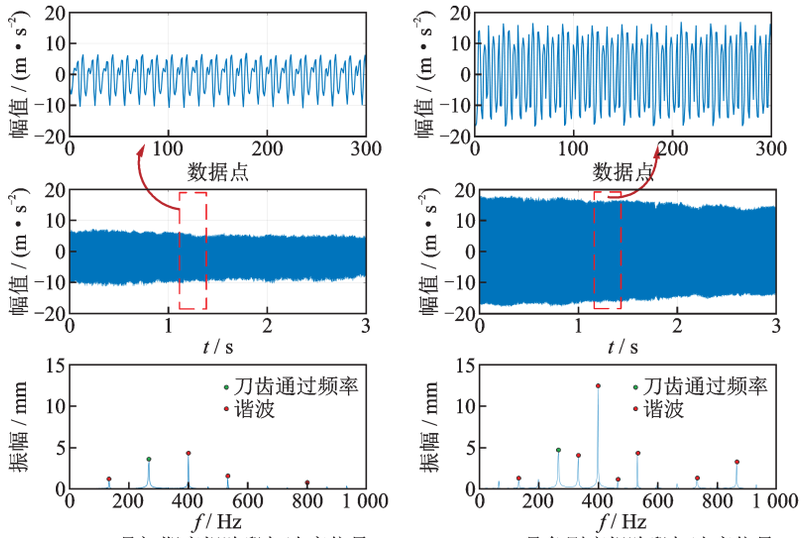
图 8　不同阶段加速度信号及其特征值变化图

Fig.8　Acceleration signal and its eigenvalue change in different stages

率分量是由刀齿通过频率(270 Hz)和谐波组成。对比不同刀具磨损情况下的频域分布发现：随着刀具磨损的增加，信号的频域由低频向高频部分转移，高次谐波增加，这是因为切削力随刀具磨损的增加而增加进而引起信号的变化；信号呈现周期性波动，这是刀具切入切出的接触特性发生了变化引起的。

监测的特征值信号以加速度信号特征值为主，建立加速度信号与力信号特征值特征矩[*I*-*L*，*E*-*L*，*s*-*L*，*I*-*Z*，*E*-*Z*，*s*-*Z*]作为线性分类器的输入，其中：*I*，*E*，*s* 分别为 I-kaz™、功率谱熵和标准差；*L*，*Z* 分别为力信号和加速度信号。图 10 所示为加速度信号构成的特征值空间，由于 PSE 为接近 0 的数，为了可以直观地看出特征值在空间的分布，采用 1－PSE 作为 *z* 轴，图中为无量纲单位。由图可见，不同刀具磨损情况下的特征值相互独立且相同刀具磨损阶段下的特征值集中在一起。

将每个刀具磨损阶段的 160 组数据作为训练集，将其余 40 组数据作为测试集。最后，得到 1 个大小为 160 的训练集和 1 个大小为 40 的测试集的数据集对 EMD-SVM 模式进行训练及测试。



(a) 刀具初期磨损阶段加速度信号　(b) 刀具急剧磨损阶段加速度信号

(a) Acceleration signal at initial wear stage　(b) Acceleration signal at severe wear stage

图 9　不同刀具磨损情况下的加速度信号及其频域

Fig.9　Acceleration signal and frequency domain under different tool wear conditions

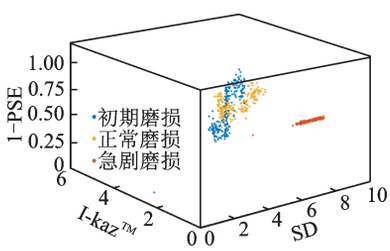


图 10　特征值空间

Fig.10　The feature space

为进一步验证建立模型的准确度及运算速度，使用同 1 组数据作为输入，建立 SVM，BP 神经网络、EMD-SVM 及小波包-SVM 这 4 种模型进行对比。

对于 SVM 模型及 BP 神经网络模型，将实验所获取的信号直接输入学习模型中进行训练，然后将测试信号输入到学习好的模型中进行判断。对于小波包-SVM，先将信号进行小波处理后输入 SVM 构建刀具磨损模型，然后将检测信号输入模型中进行判别。通过对 4 种模型进行训练后得到了 4 种模型的混淆矩阵，其准确率对比如图 11 所示。其中：混淆矩阵纵坐标为预期判断的刀具磨损阶段；横坐标为实际判断出的刀具磨损阶段；两者相交的黑色对角线为预测正确的测试数据。表 3 为 4 种模型输入训练信号进行训练及输入检测信号进行识别的运算时间及精度。

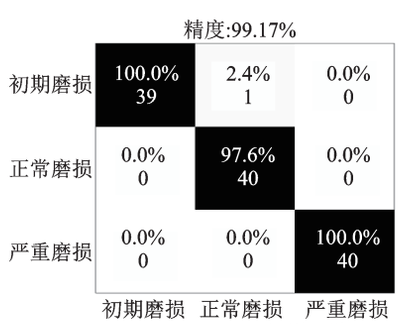
由于 BP 网络预测精度不稳定，SVM 的泛化能力不稳定，容易出现过拟合，小波包分解由于挑选小

表 3　不同模型运算时间表

Tab.3　Operating time of different models

模式	运算时间/s	识别精度/%
SVM	3.176 826	89.08
BP 神经网络	3.733 512	84.17
EMD-SVM	1.082 446	99.17
小波包-SVM	2.258 022	95.00

波包基困难和其对非平稳及非线性数据上的劣势，训练时间较长；而 EMD-SVM 由于对信号进行预处理，提取的特征值能更好地表达样本特征，不容易出现过拟合现象且计算效率相对于其他模型高，所以模型准确度较高，泛化能力强，学习所用时间较其他机器学习模型短。对比后发现 EMD-SVM 的精度最高，运算速度最快。相对于 BP 神经网络，同 1 组数据的运算时间节省 60%，精度提高了 15.12%，对刀具磨损状态有很高的灵敏性，能监测刀具磨损的发生。



(a) EMD-SVM混淆矩阵

(a) The confusion matrix of EMD-SVM

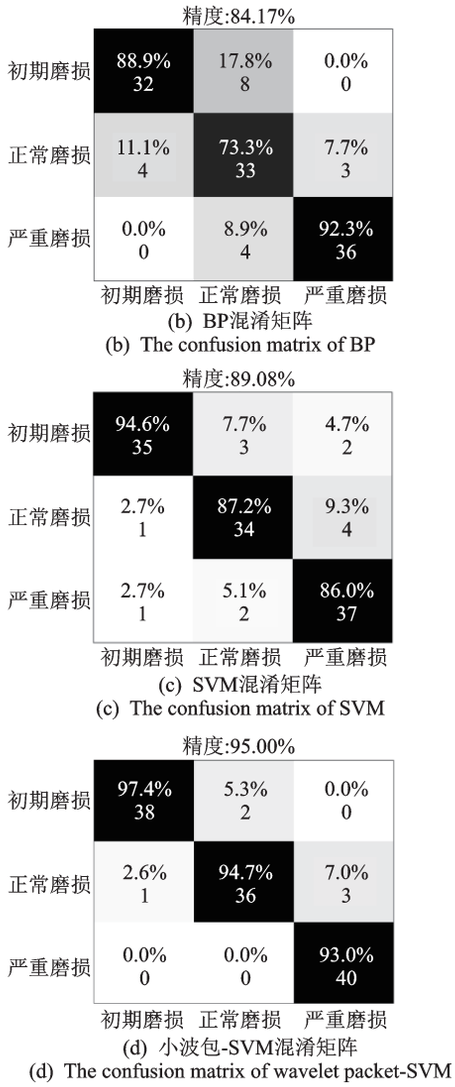


图 11　4种模型准确率对比图

Fig.11　The confusion matrix of three models

4　结　论

1）刀具发生磨损时，加工信号的时频域发生变化，频域会由低频转向高频，同时信号的时域部分能量会增大。刀具后刀面磨损后，切向力及径向力增加，而轴向力却未有较大的变化。

2）设计了EMD-SVM的刀具识别模式，采用EMD方法对信号进行重构，对重构后的信号进行特征提取并组成特征值矩阵，将不同刀具磨损阶段特征值矩阵输入SVM中，能对刀具磨损进行识别。

3）选用160组每个刀具磨损阶段的特征值矩阵对本研究提出的刀具磨损识别模式进行训练，选用40组特征值矩阵进行验证，对刀具磨损阶段的识别成功率达到了99.17%。实验结果表明，该模式具有良好的识别效果，可以准确实现刀具磨损阶段的识别。

4）通过对比BP神经网络模型，本研究提出的EMD-SVM模式运算时间提高60%以上，识别精度提高15.12%，对钛合金铣削过程中刀具磨损阶段具有较高的敏感度，能准确识别刀具磨损的发生。

参　考　文　献

[1] 孙庆丰．伊斯卡，用智造改变制造[J]．金属加工(冷加工)，2016(3)：5-6.
SUN Qingfeng. ISCAR, changing manufacturing with intelligence [J]. Metal Working (Metal Cutting), 2016(3):5-6. (in Chinese)

[2] BYRNE G, DORNFELD D, DENKENA B. Advancing cutting technology[J]. CIRPAnnals, 2004, 52(2): 483-507.

[3] ROGERS L M. The application of vibration analysis and acoustic emission source location to on-line condition monitoring of anti-friction bearings[J]. Tribology International, 1979, 12(2):51-59.

[4] JI Y, WANG X, LIU Z, et al. Early milling chatter identification by improved empirical mode decomposition and multi-indicator synthetic evaluation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 433:138-159.

[5] PRITSCHOW G, BRETSCHNEIDER J, FRITZ S. Reconstruction of process forces within digital servodrive systems, production engineering[J]. Annals of the German Academic Society for Production Engineers, 1999, 6(1):73-78.

[6] COKER S A, SHIN Y C. In-process control of surface roughness due to tool wear using a new ultrasonic system[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 1996, 36(3): 411-422.

[7] LAURO C H, BRANDÃO L C, BALDO D. Monitoring and processing signal applied in machining processes-a review[J]. Measurement, 2014, 58:73-86.

[8] RIZAL M, GHANI J A. Cutting tool wear classification and detection using multi-sensor signals and Mahalanobis-Taguchi system[J]. Wear, 2017, 376: 1759-1765.

[9] BHUIYAN M S, CHOUDHURY I A, DAHARI M, et al. Monitoring the tool wear, surface roughness and chip formation occurrences using multiple sensors in turning[J]. Journal of Manufacturing Systems, 2014, 33(4): 476-487.

[10] WU J, SU Y, CHENG Y, et al. Multi-sensor information fusion for remaining useful life prediction of machining tools by adaptive network based fuzzy

inference system[J]. Applied Soft Computing, 2018, 68:13-23.

[11] CHEN Y, JIN Y, JIRI G, et al. Predicting tool wear with multi-sensor data using deep belief networks[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018, 99(5): 1917-1926.

[12] 谢锋云,江炜文,陈红年,等. 基于广义BP神经网络的切削颤振识别研究[J]. 振动与冲击,2018,37(5):65-70,78.
XIE Fengyun, JIANG Weiwen, CHEN Hongnian, et al. Cutting chatter recognition based on generalized BP neural network[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018,37(5):65-70,78. (in Chinese)

[13] 甘梓舜,王鹏宇,赵文祥,等. 基于多传感器融合的机床监测系统研制及数据处理[J]. 新技术新工艺,2018(7):26-30.
GAN Zishun, WANG Pengyu, ZHAO Wenxiang, et al. Machine tool monitoring systems and data processing based on multi-sensor fusion[J]. New Technology & New Process,2018(7):26-30. (in Chinese)

[14] 陈刚,焦黎,颜培,等. 基于多传感器数据融合的刀具磨损状态监测研究[J]. 新技术新工艺,2017(11):23-28.
CHEN Gang, JIAO Li, YAN Pei, et al. Research on tool wear condition monitoring based on multi-sensor data fusion[J]. New Technology & New Process, 2017(11):23-28. (in Chinese)

[15] BHAT N N, DUTTA S, VASHISTH T, et al. Tool condition monitoring by SVM classification of machined surface images in turning[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2016, 83(9): 1487-1502.

[16] PLAZA E G, LOPEZ P J, GONZALEZ E M, et al. Multi-sensor data fusion for real-time surface quality control in automated machining systems[J]. Sensors, 2018, 18(12):4381.

[17] 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.

[18] CAO H R, ZHOU K, CHEN X F. Chatter identification in end milling process based on EEMD and nonlinear dimensionless indicators[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2015, 89: 52-59.

[19] RIZAL M, GHANI J A, NUAWI M Z, et al. The application of I-kazTM-based method for tool wear monitoring using cutting force signal[J]. Procedia Engineering, 2013, 68:461-468.

[20] 何振鹏,朱志琪,谢海超,等. 线性外推法和相似极值法耦合抑制EMD端点效应[J]. 机械科学与技术,2018,37(8):1200-1206.
HE Zhenpeng , ZHU Zhiqi, XIE Haichao, et al. The coupling of linear extrapolation method and similar extreme extension method to restrain boundary effect of EMD[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2018, 37(8): 1200-1206. (in Chinese)

[21] 卢荣军,高伟. 风机转子轴心轨迹的经验模态分解滤波与提纯[J]. 风机技术,2010(5):73-76.
LU Rongjun, GAO Wei. Method of experience mode decomposition, filtering and extracting of axis track of fan rotor [J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2010(5):73-76.(in Chinese)

[22] 路勇,姚英学. 模糊神经网络在刀具磨损检测中的应用[J]. 机械制造,2003(3):47-49.
LU Yong, YAO Yingxue. Application of fuzzy neural network in tool wear detection[J]. Machinery,2003(3): 47-49.(in Chinese)

[23] KIVINEN J, SMOLA A J, WILLIAMSON R C, et al. Online learning with kernels[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2004, 52(8): 2165-2176.



第一作者简介:谢振龙,男,1996年5月生,硕士生。主要研究方向为铣削稳定域建模及信号监测。
E-mail:1765693385@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.023

基于声发射定位算法的故障检测技术研究*

童国炜[1,2]， 徐华伟[1,2]， 黄林轶[1,2]， 陈超英[1,2]， 刘斌辉[1,2]， 蔡 佳[1,2]
（1.工业和信息化部电子第五研究所 广州，511370）
（2.智能产品质量评价与可靠性保障技术工业和信息化部重点实验室 广州，511370）

摘要 高精度的声发射源定位能够帮助工程人员快速定位故障或异常发生的位置，可用于对大型设备进行结构可靠性监测和检测。为了提高声发射源定位的精度，提出一种融合了Geiger定位方法、同伦算法及牛顿梯度方法的源定位算法。采用Geiger迭代定位方法实现对源定位信息的迭代更新，并将更新信息的求解转变为对不适定问题的求解。同伦算法和牛顿梯度方法的结合，避免了常规不适定问题求解方法中耗时的矩阵求逆，优化了求解过程。实验结果表明，所提方法优于常规定位算法，可实现对声发射源位置信息的高精度求解。

关键词 无损检测；声发射；源定位算法；Geiger定位；同伦
中图分类号 TP29；TH70

引 言

声发射（acoustic emission，简称AE）是一种由材料局部应力能量瞬间释放而引起的瞬态弹性波，以一定频率在材料中进行传播。AE检测设备通过对这一现象中释放能量大小和频率的测量，获取材料内部特征，实现无损检测[1]。工业生产环境中大型设备或系统在长期的运行工作中会发生不可预知的故障或异常。AE检测设备能够实时发现潜在或实际损害系统结构可靠性的不利因素，是无损探伤领域近几年的研究热点之一[2]。由于其具有运行快、造价低及技术成熟等特点，现已广泛应用于铁路、船舶、建筑及军事等领域[3-4]。

定位算法精度是影响AE检测系统精度的主要因素之一，国内外学者对此领域进行了广泛的研究，提出了众多的AE源定位方法，常规的方法有阈值法、互相关分析法及Geiger迭代定位法[5-6]等。但是由于定位精度偏低，这类算法仅用于对AE源进行初步定位。为了改善常规定位方法的弊端，Shehadeh等[7]提出了一种结合了时域（基于能量）和频域（基于时间）处理的通用源定位方法，结果表明该算法在非连续和连续AE源定位中是有效的。针对基于时差定位算法中AE定位精度受波速等诸多因素影响的问题，杨道学等[8]提出了一种基于粒子群优化的未知波速声发射定位算法，实验结果表明该算法优于传统已知波速算法。为了提高定位精度，Huang等[9]通过全相位傅里叶分解分析的相位不变性确定了波形波峰，并通过Geiger迭代获得最终的定位坐标，实验结果表明，该算法比直接互相关的结果更准确。上述方法的研究拓宽了AE源定位算法的设计思路，但是仍然存在继续提升的空间。

研究表明，Geiger迭代定位算法是一种可靠经典的AE源定位方法[10]。但是由于其收敛条件有限、存在矩阵求逆过程及收敛速度慢等不足，不利于算法在小内存设备中的运行，在实际应用中需结合其他方法进行优化。笔者针对上述弊端，在Geiger算法的基础上，采用同伦算法和牛顿梯度法优化了Geiger迭代算法的收敛过程，提高了算法定位精度，避免了传统互相关分析可能出现无解的情况，可实现高精度的AE源定位。

1 声发射系统

AE系统由若干个AE传感器、信号放大器、信号采集和处理系统组成，如图1所示。在工作时，工程材料内部或表面的声源产生持续或非持续的弹性波，经材料传播到表面，与表面放置的AE传感器产生耦合，依靠压电效应将声波信号转变为微小的电信号，经由相对应的信号放大器获得幅值可分辨的电压信号。信号采集和处理系统对电压信号进行采

* 广东省省级促进经济高质量发展专项资助项目（MGG192500190）
收稿日期：2020-06-22；修回日期：2020-12-19

集、分析，并通过AE源定位方法获得声源信息[11]。

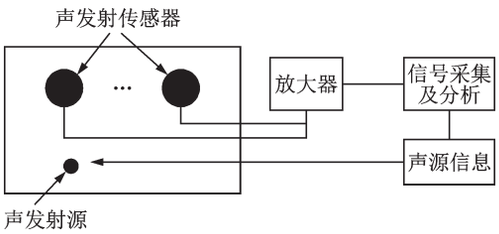


图1 AE系统

Fig.1 Acoustic emission system

2 定位算法

源定位方法的精度是AE检测设备中影响检测结果的重要因素之一。常见的算法有阈值法、互相关分析法及Geiger迭代定位法[5-6]。其中，Geiger迭代定位法通过在给定假设源信息的基础上，在有限步的迭代修正后可获得比阈值法和互相关分析法更好的结果[10]。但是由于该算法存在对初始值敏感、矩阵求逆过程及收敛慢等问题，学界提出了众多的改进方法。笔者在其基础上提出了一种改进的定位方法：采用互相关分析方法进行初始化；采用同伦算法避免矩阵求逆；采用牛顿梯度方法加速算法收敛。具体步骤如下。

假设某AE检测系统存在m个传感器，其3维空间内的位置分别设为$A_1(x_1,y_1,z_1)$，$A_2(x_2,y_2,z_2)$，…，$A_m(x_m,y_m,z_m)$，P点为AE源坐标$P(x,y,z)$，则声音信号由声源传递到第i个AE传感器的过程为

$$v(t_i-t)=\sqrt{(x-x_i)^2+(y-y_i)^2+(z-z_i)^2} \tag{1}$$

其中：v为声音传播速度；t_i为第i个AE传感器接收到声波的时刻；t为AE源发出声音的时刻；(x_i,y_i,z_i)为第i个AE传感器的位置坐标。

由式(1)可知，AE源信息有(x,y,z,t)，将其作为未知量，式(1)可转变为

$$t_i(x,y,z,t)=\frac{1}{v}\sqrt{(x-x_i)^2+(y-y_i)^2+(z-z_i)^2}+t \tag{2}$$

假设存在近似的AE源信息(x_0,y_0,z_0,t_0)，则根据泰勒展开，式(1)可变换为

$$t_i(x,y,z,t)=t_{i0}+\frac{\partial t_i}{\partial x}\Delta x+\frac{\partial t_i}{\partial y}\Delta y+\frac{\partial t_i}{\partial z}\Delta z+\frac{\partial t_i}{\partial t}\Delta t+e_i \tag{3}$$

其中：$\Delta x=x_i-x_0$；$\Delta y=y_i-y_0$；$\Delta z=z_i-z_0$；$\Delta t=t_i-t_0$；$t_{i0}=t_i(x_0,y_0,z_0,t_0)$为假设源到达第$i$个AE传感器的时间；$e_i$为2次及2次以上的截断误差；$\frac{\partial t_1}{\partial x}=\frac{x_i-x}{vR}$；$\frac{\partial t_1}{\partial y}=\frac{y_i-y}{vR}$；$\frac{\partial t_1}{\partial z}=\frac{z_i-z}{vR}$；$\frac{\partial t_1}{\partial t}=1$；$R=\sqrt{(x-x_i)^2+(y-y_i)^2+(z-z_i)^2}$。

整理式(3)，忽略高阶项e_i，当存在m个AE传感器时，有

$$\boldsymbol{A\beta}=\boldsymbol{b} \tag{4}$$

其中：$\boldsymbol{A}=\begin{bmatrix}\frac{\partial t_1}{\partial x} & \frac{\partial t_1}{\partial y} & \frac{\partial t_1}{\partial z} & 1\\ \frac{\partial t_2}{\partial x} & \frac{\partial t_2}{\partial y} & \frac{\partial t_2}{\partial z} & 1\\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots\\ \frac{\partial t_m}{\partial x} & \frac{\partial t_m}{\partial y} & \frac{\partial t_m}{\partial z} & 1\end{bmatrix}$；$\boldsymbol{\beta}=\begin{bmatrix}\Delta x\\ \Delta y\\ \Delta z\\ \Delta t\end{bmatrix}$；$\boldsymbol{b}=\begin{bmatrix}t_1-t_{10}\\ t_2-t_{20}\\ \vdots\\ t_m-t_{m0}\end{bmatrix}$。

将式(4)转化为最小二乘形式

$$\min_{\beta}\left(F(\boldsymbol{\beta})=\|\boldsymbol{A\beta}-\boldsymbol{b}\|_2^2\right) \tag{5}$$

式(5)的最终结果为$\boldsymbol{\beta}=(\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{A})^{-1}\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{b}$。假设Geiger定位算法的初始值为$\boldsymbol{\alpha}=[x,y,z,t]$，则第1次迭代后$\boldsymbol{\alpha}$的值通过$\boldsymbol{\alpha}=\boldsymbol{\alpha}+\boldsymbol{\beta}$进行更新，以此类推直至满足迭代停止条件。初始值$\boldsymbol{\alpha}$点的选择关系着是否能够得到全局最小值和求解效率的问题，笔者采用互相关分析方法进行初始化，减小了初始值对优化过程的影响。

直接求解会存在耗时严重的方阵求逆过程。同时，考虑到泰勒展开后对高阶项的省略，Geiger迭代方法的精度会受到影响。此外，当$\boldsymbol{A}^{T}\boldsymbol{A}$接近奇异时会出现无法定位求解的问题。因此，笔者采用求解过程更为稳健的融合了同伦方法[12]和牛顿梯度方法的组合求解策略实现对式(5)求解。该框架可提高算法执行速度和收敛效率。

根据同伦框架构建函数$\|\boldsymbol{A\beta}-\boldsymbol{b}\|_2^2$的同伦函数为

$$H(\boldsymbol{\beta},s)=sF(\boldsymbol{\beta})+(1-s)F_0(\boldsymbol{\beta})\quad(s\in[0,1]) \tag{6}$$

其中：$F_0(\boldsymbol{\beta})$为某已知最终解的方程。

笔者采用$F_0(\boldsymbol{\beta})=F(\boldsymbol{\beta})-F(\boldsymbol{\beta}^*)$，其中$\boldsymbol{\beta}^*$为已知常数向量。因此，当$s=0$时，$H(\boldsymbol{\beta},0)=0$为已知问题的求解；当$s=1$时，$H(\boldsymbol{\beta},1)=0$为原始问题的求解，即方程$F_0(\boldsymbol{\beta})$和$F(\boldsymbol{\beta})$通过同伦路径$H(\boldsymbol{\beta},s)$连接到了一起。

将$F_0(\boldsymbol{\beta})$带入式(6)可得

$$H(\boldsymbol{\beta},s)=F(\boldsymbol{\beta})+(s-1)F(\boldsymbol{\beta}^*)=$$
$$\|\boldsymbol{A\beta}-\boldsymbol{b}\|_2^2+(s-1)\|\boldsymbol{A\beta}^*-\boldsymbol{b}\|_2^2 \quad (s\in[0,1]) \tag{7}$$

由于$H(\boldsymbol{\beta},s)=0$的解依赖于同伦方法引入参数$s$，因此将$s$在[0,1]之间进行离散化，获得$n$个离散值，$0=s_0<s_1<\cdots<s_n\leqslant 1$，分别代入式(6)，可得$n$个方程

$$H(\boldsymbol{\beta},s_j)=0 \quad (j\in Z\cap[1,n]) \tag{8}$$

对式(8)采用牛顿法进行求解可获得最终的结果。

综上所述，本研究所提方法流程如图2所示。

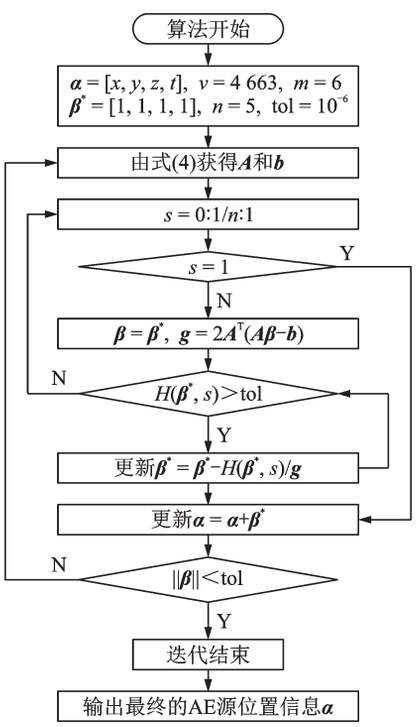


图2　算法流程图

Fig.2　Algorithm flow chart

优化算法参数的选取是一个复杂的数学问题，对于同伦问题亦是如此。就具体问题而言，选择适当的参数可保证结果有物理意义，可加速算法收敛，并可令收敛解近似于真实解。但是由于理论推导出的参数一般效果不佳，因此算法参数的选取往往通过经验法取得。文中算法的参数是通过多次算法调试后得以确定，当取文中算法参数组合时，算法收敛较快，精度较高。

笔者所提算法基于Geiger定位方法框架，结合同伦算法和牛顿梯度法优异的数值性能加速了定位算法的收敛速度，提高了算法稳定性，改善了矩阵求逆过程对算法运行性能的不利影响。

3　实验与分析

笔者设计了一套AE定位测试系统，并通过对比本研究所提方法、互相关分析方法及Geiger定位方法的结果，验证本研究所提方法的有效性和精确性。实验示意图如图3所示，实验平台由6个AE传感器、6个信号放大器、1块1 000 mm×500 mm的镀锌钢板、8模拟通道数据采集卡及上位机系统组成。实验中使用直径为0.5 mm、硬度为HB且延伸长度为3 mm的铅笔芯在镀锌钢板上产生信号，图4为声发射传感器位置，图中1个方格的尺寸为20 mm×20 mm(由于实验采用2维镀锌钢板作为对象，因此声源位置信息中的$z=0$)，6个传感器坐标分别为(140, 100)，(80, 320)，(420, 320)，(580, 420)，(740, 460)及(920, 420)，部署的原则是为了在收集AE信号的同时，保证信号具有较高的信噪比和较低的能量衰减，有利于算法精度的保障。表1～3分别为互相关分析、传统Geiger定位方法及本研究所提定位方法的定位结果，表4为上述3种方法的运行耗时对比，图5为3种方法定位结果平均绝对误差对比曲线。

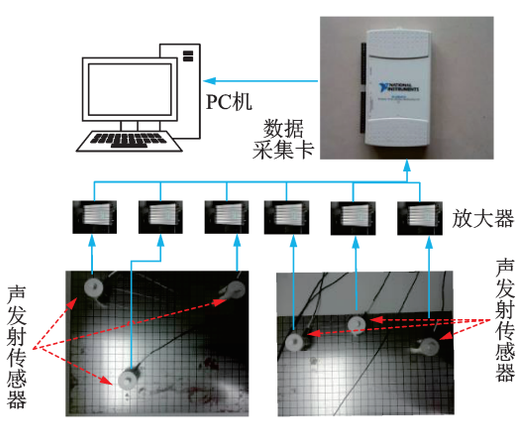


图3　实验示意图

Fig.3　Experiment schematic

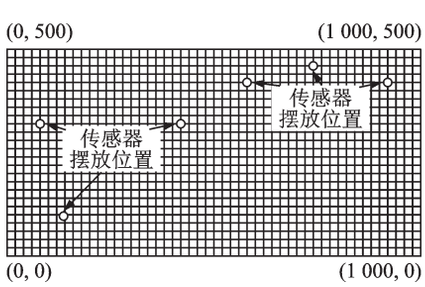


图4　传感器位置

Fig.4　Sensor location

观察表1～3可知，在所设计的10个案例中，本研究所提方法的定位结果优于互相关分析方法和传

表 1 互相关分析方法结果

Tab.1 Results of cross-correlation

序号	声源实际位置/mm	定位结果/mm	绝对误差/mm	平均误差/mm
1	(20,20)	(15.7,23.2)	(4.3,3.2)	3.75
2	(180,160)	(183.3,162.6)	(3.3,2.6)	2.95
3	(340,260)	(335.2,252.9)	(4.8,7.1)	5.95
4	(600,320)	(610.9,328.5)	(10.9,8.5)	9.70
5	(900,480)	(917.1,467.4)	(17.1,12.6)	14.85
6	(40,460)	(36.7,470.6)	(3.3,10.6)	6.95
7	(860,90)	(851.2,94.1)	(8.8,4.1)	6.45
8	(500,250)	(491.5,255.1)	(8.5,5.1)	6.80
9	(500,60)	(507.2,56.4)	(7.2,3.6)	5.40
10	(500,480)	(490.4,486.9)	(9.6,6.9)	8.25

表 2 Geiger 定位方法结果

Tab.2 Results of Geiger method

序号	声源实际位置/mm	定位结果/mm	绝对误差/mm	平均误差/mm
1	(20,20)	(23.8,23.7)	(3.8,3.7)	3.75
2	(180,160)	(177.1,162.3)	(2.9,2.3)	2.60
3	(340,260)	(344.5,263.2)	(4.5,3.2)	3.85
4	(600,320)	(587.9,328.5)	(12.1,8.5)	10.30
5	(900,480)	(915.1,491.5)	(15.1,11.5)	13.30
6	(40,460)	(37.5,449.6)	(2.5, 10.4)	6.45
7	(860,90)	(870.0,94.4)	(10.0,4.4)	7.20
8	(500,250)	(507.5,254.1)	(7.5,4.1)	5.80
9	(500,60)	(492.9,64.5)	(7.1,4.5)	5.80
10	(500,480)	(508.6,486.4)	(8.6,6.4)	7.50

表 3 本研究所提方法定位结果

Tab.3 Results of the proposed method

序号	声源实际位置/mm	定位结果/mm	绝对误差/mm	平均误差/mm
1	(20,20)	(23.5,22.4)	(3.5,2.4)	2.95
2	(180,160)	(182.0,163.4)	(2.0,3.4)	2.70
3	(340,260)	(335.9,257.7)	(4.1,2.3)	3.20
4	(600,320)	(590.8,314.7)	(9.2,5.3)	7.25
5	(900,480)	(912.3,490.2)	(12.3,10.2)	11.25
6	(40,460)	(42.1.450.8)	(2.1,9.2)	5.65
7	(860,90)	(852.4,92.9)	(7.6,2.9)	5.25
8	(500,250)	(506.7,246.5)	(6.7,3.5)	5.10
9	(500,60)	(506.3,63.5)	(6.3,3.5)	4.90
10	(500,480)	(492.2,486.2)	(7.8,6.2)	7.00

表 4 算法耗时

Tab.4 Algorithm elapsed time

定位方法	耗时均值/s	均方差
互相关分析	0	0
Geiger定位	0.071	4.5×10^{-5}
本研究所提方法	0.062	7.9×10^{-6}

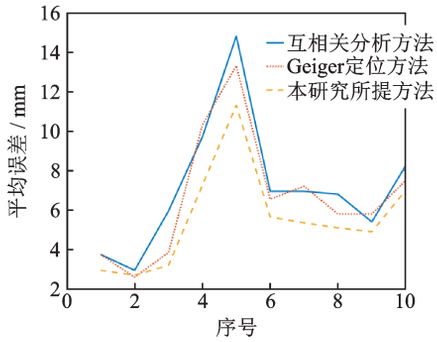


图 5 平均误差曲线

Fig.5 Mean error curve

统 Geiger 迭代方法的定位结果。在对边缘声源点定位时，最小平均误差可达 2.95 mm；对镀锌钢板中心区域声源定位时，最小平均误差可达 5.10 mm。误差均小于互相关分析方法的 3.75 mm，6.80 mm 和传统 Gerger 迭代方法的 3.75 mm，5.80 mm。

表 4 展示了 3 种定位方法运行耗时，分析可知，本研究所提方法运行耗时及其稳定性优于 Geiger 迭代定位方法，这是由于本研究所提方法采用了同伦框架改进了问题求解过程，提升了运行速度和收敛速度。同时，迭代框架的引入导致本研究算法运行耗时劣于互相关分析，但是精度的提升令人满意。

AE 源定位问题是一病态问题，输入数据的微小波动及计算误差的累积与扩散会导致计算结果的震荡，最终结果与真实值存在一定差距。观察表 1～3 及图 5 可知，由于测量结果引入了环境噪声，导致本研究所提算法在第 2 个点的精度劣于 Geiger 定位方法 0.1 mm，同时也导致 3 种方法在对第 5 个点定位时，产生了很明显的偏差。但是综合分析 10 个点的定位结果，本研究所提方法对定位精度和速度的提升令人满意。上述定量和定性分析结果揭示了本研究所提方法在求解 AE 源定位问题时是可行的、精确的。

4 结束语

针对传统 Geiger 迭代方法在 AE 源定位中的不足，如耗时的矩阵求逆、较低的定位精度，设计了一种以传统 Geiger 迭代方法为框架，并融合了同伦理论和牛顿梯度方法的 AE 源定位算法。首先，采用互相关分析方法进行初始化，Geiger 迭代框架进行 AE 源信息更新，保障了解的精确性；其次，同伦方法将原始最小二乘问题转变成为对同伦函数的求解，避免了矩阵求逆运算，改善了算法数值性能；最后，经由同伦路径，牛顿梯度法迭代地实现了对同伦

问题至原始问题的求解，加速了算法的收敛速度。实验结果表明，本研究所提方法能够在互相关分析方法和传统Geiger方法的基础上进一步提高定位精度，对边缘声源点定位最小平均误差可达2.95 mm，对中心区域声源定位最小平均误差可达5.10 mm，是一种可靠的、可行的AE源定位方法。

参　考　文　献

[1] EATON M J, PULLIN R, HOLFORD K M. Acoustic emission source location in composite materials using Delta T Mapping[J]. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2012, 43(6): 856-863.

[2] 彭鹏，陈李果，汪久根，等. 机械磨损的检测技术综述[J]. 润滑与密封，2018，43(1)：115-124.
PENG Peng, CHEN Liguo, WANG Jiugen, et al. A review on detection technology of mechanical wear[J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(1): 115-124.(in Chinese)

[3] 申景诗，曾晓东，姜明顺. 基于FBG和BP神经网络的声发射定位方法[J]. 振动、测试与诊断，2018，38(4)：816-820.
SHEN Jingshi, ZENG Xiaodong, JIANG Mingshun. Acoustic emission localization method based on FBG and BP neural network[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(4): 816-820.(in Chinese)

[4] 张晓涛，唐力伟，王平，等. 轴承故障声发射信号多频带共振解调方法[J]. 振动、测试与诊断，2015，35(2)：363-368.
ZHANG Xiaotao, TANG Liwei, WANG Ping, et al. Multi-band resonance demodulation method of bearing fault acoustic emission signal[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2): 363-368.(in Chinese)

[5] LI S, ZHANG J, YAN D, et al. Leak detection and location in gas pipelines by extraction of cross spectrum of single non-dispersive guided wave modes[J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2016, 44: 255-262.

[6] XU C, GONG P, XIE J, et al. An acoustic emission based multi-level approach to buried gas pipeline leakage localization[J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2016, 44: 397-404.

[7] SHEHADEH M F, ELBATRAN A H, MEHANNA A, et al. Evaluation of acoustic emission source location in long steel pipes for continuous and semi-continuous sources[J]. Journal of Nondestructive Evaluation, 2019, 38(2): 1-15.

[8] 杨道学，赵奎，曾鹏，等. 基于粒子群优化算法的未知波速声发射定位数值模拟[J]. 岩土力学，2019，40(S1)：494-502.
YANG Daoxue, ZHAO Kui, ZENG Peng, et al. Numerical simulation of unknown wave velocity acoustic emission location based on particle swarm optimization algorithm [J]. Rock and Soil Mechanics, 2019, 40(S1): 494-502.(in Chinese)

[9] HUANG X H, SUN G Q, ZHANG K Y. Localisation of Geiger acoustic emission source based on all-phase analysis and several times cross-correlation[J]. Rock and Soil Mechanics, 2018, 39(4): 1362-1368.

[10] GEGER L. Probability method for the determination of earthquake epicenters from arrival time only[R]. Missouri, America: Washington University in St. Louis, 1912.

[11] BAH M, MANGA E D, BLASCO H, et al. Acoustic emission monitoring during gas permeation: a new operando diagnostic tool for porous membranes [J]. Journal of Membrane Science, 2018, 555: 88-96.

[12] BRINGMANN B, CREMERS D, KRAHMER F, et al. The homotopy method revisited: computing solution paths of L_1-regularized problems [J]. Mathematics of Computation, 2018, 87: 2343-2364.



第一作者简介：童国炜，男，1988年1月生，博士、工程师。主要研究方向为数值优化、逆问题求解、人工智能及相关领域问题的模型构建和求解。曾发表《Computationally efficient image reconstruction algorithm for electrical capacitance tomography》(《Transactions of the Institute of Measurement and Control》2018, Vol.8)等论文。
E-mail：tongguowei188@163.com

通信作者简介：黄林轶，男，1984年2月生，硕士、高级工程师。主要研究方向为新一代电子信息与人工智能领域检测认证技术与标准。
E-mail：hly@ceprei.biz

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.024

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
（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　针对当前超声电机电参量的测试方法无法表征其启动瞬态电参量变化规律的问题，提出一种用于超声电机启动瞬态电参量测试的方法。基于加窗的短时傅里叶变换，对超声电机的驱动电压和驱动电流信号进行时频分析处理，得到超声电机启动瞬态下电流电压信号对应的频谱。利用单峰谱线插值法对信号的频谱进行插值修正，得到信号精确的幅值、频率和相位信息，并进一步计算得到阻抗、阻抗角等电参量信息。通过对仿真信号进行处理分析，验证该方法在启动瞬时电参量计算方面的准确性。搭建超声电机瞬态测试平台并对PMR-60/E型超声电机进行测试。结果表明，该方法能够揭示超声电机启动瞬态电参量在电机启动过程中的变化规律，可用于评估超声电机的振动响应特性，同时为超声电机等效电路模型的建立及驱动电路的设计提供重要信息。

关键词　超声电机；电参量；测试系统；时频分析
中图分类号　TM359.9；TH132.2

引　言

超声电机因其具有精度高、质量轻、响应快、构型灵活、结构刚度大、断电自锁及电磁兼容性好等优点[1-2]，成为航空航天[3]、医学设备[4]、机器人[5]及精确制导武器[6]等领域中精密驱动机构的主要功能部件。近年来，高端装备对超声电机提出了更为苛刻的作动需求，因此建立准确的超声电机模型，充分了解其响应特性，是促使超声电机的输出性能、定位精度、运行稳定性和服役可靠性向纵深发展的必要前提。

超声电机的模型主要包括解析模型、有限元模型和等效电路模型。由于超声电机复杂的压电耦合特性和定转子间摩擦的非线性，使其解析模型和有限元模型都存在建模困难、求解复杂及使用不便等问题[7-8]。相比之下，等效电路建模将超声电机的机械量等效为电学量，通过电学理论实现对超声电机特性的分析，是一种简洁有效的分析方法[9-11]。但是，超声电机等效电路模型电参量的确定具有后验性，需要相应测试实验的支持。

目前，国内外学者在超声电机的电参量测试方面取得了一些研究成果。魏守水等[12]提出了一种基于导纳圆的超声电机定子电参数测量方法，证明了通过导纳频率特性求取电机电学特性参数的方法具有可行性，并对定子的频率特性和电机效率之间的关系进行了分析。Li等[13]基于拉格朗日方程建立了一种非线性等效电路模型，描述了电流谐波的非线性特征，并提出了一种非线性调谐的驱动电路，抑制了超声电机的电流谐波。牛子杰等[14]提出了超声电机及驱动器组成的并联等效电路整体模型，通过电学仿真得到机电系统的阻抗特性，并通过傅里叶分解法对电机驱动电压和驱动电流信号进行处理，得到超声电机实际工作中的阻抗特性。陈宁等[15]提出了一种能对超声电机主要机电参数进行测量和控制的实验系统，该系统覆盖了超声电机主要的8项控制参数与13项状态参数，能够实现控制参数的在线精确调控与状态参数的快速测量。上述研究基于不同理论分别给出了超声电机电参量的测试方法，然而这些方法仅适用于电机在稳定运行状态下的电参量测试。瞬态测试实验表明，超声电机启动瞬态的过程中相关电参量有剧变的特点，这表明超声电机的工程应用中需要考虑启动过程中电参量变化对超声电机响应特性的影响。尤其是在精密定位等需要超声电机频繁启动的领域，测试电机启动瞬态的电参量，揭示各项电参量在启动过程中的变化规律，有助于分析超声电机的响应特性，对超声电机驱动电路的设计，完善超声电机等效电路模型具有重要

* 基础加强计划技术领域基金资助项目（2019-JCJQ-JJ-337）；机械结构力学及控制国家重点实验室开放课题资助项目（MCMS-I-0519G02）；江苏高校优势学科建设工程资助项目
收稿日期：2020-06-25；修回日期：2020-11-28

意义。

首先，笔者基于短时傅里叶变换的时频分析理论，提出一种超声电机启动瞬态的电参量测试方法；其次，通过对仿真信号进行处理分析，验证该方法在启动瞬时电参量计算方面的准确性；最后，通过搭建超声电机瞬态测试系统，采集超声电机启动过程中的驱动信号，并对其进行时频分析，得到相关电参量随着超声电机启动过程的变化曲线，验证该方法在启动瞬时电参量测试上的有效性。

1　超声电机瞬态测试系统

1.1　系统组成

超声电机瞬态测试系统如图 1 所示。该系统由光电编码器、功率放大器、波形发生卡、高速数据采集卡、电流探头、分压电路、PXI 机箱和显示器等设备组成。在测试的过程中，波形发生卡输出 2 路幅值、频率和相位差可调的正弦信号，经由功率放大器后输出超声电机的驱动信号。与此同时，PXI 机箱控制数据采集卡采集经分压电路处理后电压信号、电流信号和光电编码器的信号，经过数据处理后将测试结果显示在屏幕上。

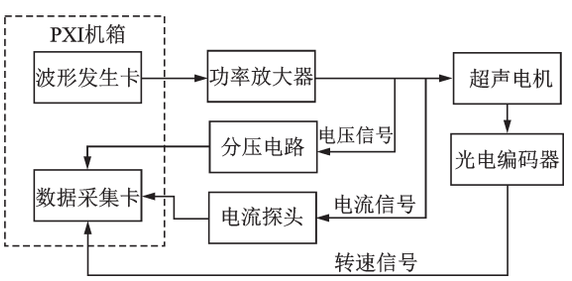


图 1　超声电机瞬态测试系统

Fig.1　Transient testing system of ultrasonic motor

1.2　程序设计

在超声电机的瞬态测试过程中，由于超声电机启动过程的时间在毫秒级，因此需要保证原始测试数据的丰富性和实时性。

本测试系统中的数据采集卡使用的是 NI 公司的 PXI-5105 的多通道同步数据采集卡，具有 12 位模拟输入分辨率，最大采样速度可达 60 MS/s，其高采样率的特性可确保在短时间内采集足够多的数据，很大程度上减小信号采集的失真。另一方面，通过 LabVIEW 软件设置将 NI-PXIe5423 信号发生卡和 NI-PXI5105 数据采集卡共享 PXI 机箱内部时钟源，从而实现板卡间的同步触发以保证数据采集的实时性。此外，数据处理方面采用了 Matlab Script 脚本技术，将数据处理部分模块化，利用 Matlab 可以实现数据快速处理，简化测试流程，提升测试效率。整个测试流程如图 2 所示。

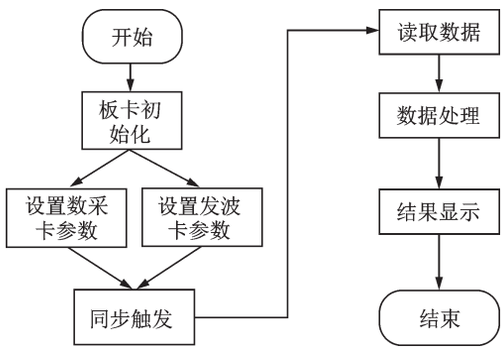


图 2　超声电机电参量测试流程

Fig.2　Testing process of electrical parameters of ultrasonic motor

2　超声电机启动瞬态的电参量测试方法

超声电机的电参量包括驱动电压、电流、阻抗、阻抗角、等效电阻、等效电抗和有效功率等，分析启动瞬态电参量随时间的变化规律，首先需要对驱动信号进行实时处理。

2.1　超声电机驱动信号的时频处理

在超声电机启动过程中，驱动信号波形随时间的变化较为复杂，因此需要通过时频分析技术对驱动信号进行处理。经验模态分解（empirical mode decomposition，简称 EMD）、小波分析和短时傅里叶变换（short-time Fourier transform，简称 STFT）是常见的时频分析技术，其中 EMD 在处理信号时计算量较大且会引入边缘效应，导致信号的端部分析误差较大；小波分析的抗干扰能力较差，且同样受边缘效应的影响。因此，笔者选择适用于分析缓慢时变信号的短时傅里叶变换法对超声电机的驱动信号进行处理。在 STFT 分析中，先将信号分为不同的段，再对各段信号进行傅里叶变换来分析其特征参数，其中每一段信号称为“一帧”信号。由于超声电机驱动电压电流信号是短时平稳的，则每一帧信号的短时频谱就是各个平稳信号频谱的近似。STFT 定义为

$$X_n(\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega})=\sum_{m=0}^{N-1}x(m)w(m+n)\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\omega m} \qquad (1)$$

其中：$x(m)$为信号序列；$w(m+n)$为实数窗序列。

n取不同值时，窗$w(m+n)$将延时间轴滑动，对不同帧信号进行频谱分析。

2.2 超声电机驱动信号的频谱分析

采集的超声电机驱动信号如图3所示。由图3(c)可以看出，电压电流信号并非标准正弦信号，除了基频分量和噪声信号外，其中还包含了其他频率分量[13]使得正弦信号产生畸变。

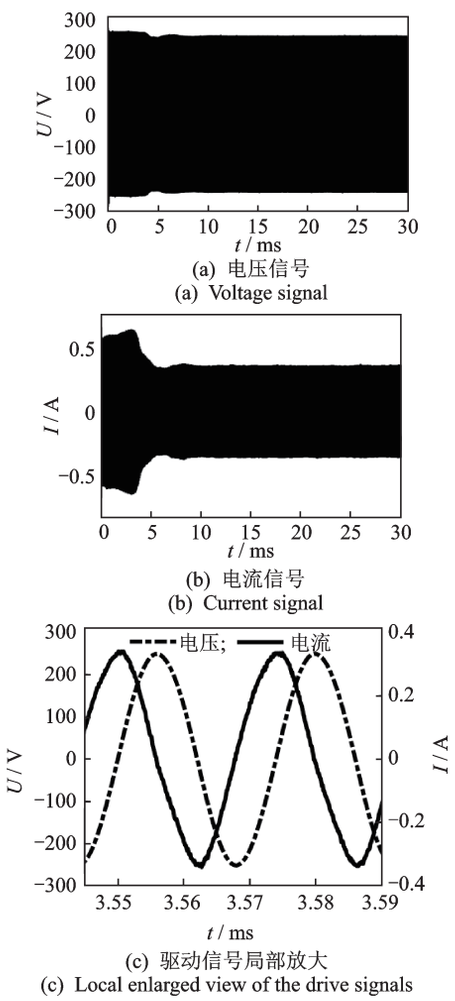


图3 超声电机驱动信号

Fig.3 The drive signal of ultrasonic motor

对超声电机的驱动信号作频谱分析，如图4所示。由图可见，信号中除了直流和基频分量外，还存在以2次和3次谐波为主的高次谐波分量。

在信号的频谱分析过程中可能遇到混叠、栅栏和泄漏现象。实验中采样率为10 MS/s，超声电机工作频带为30～50 kHz，采样率远大于超声电机驱动信号频率，满足奈奎斯特采样定理，故不会出现混叠现象，因此只需要考虑泄漏和栅栏现象带来的影响。

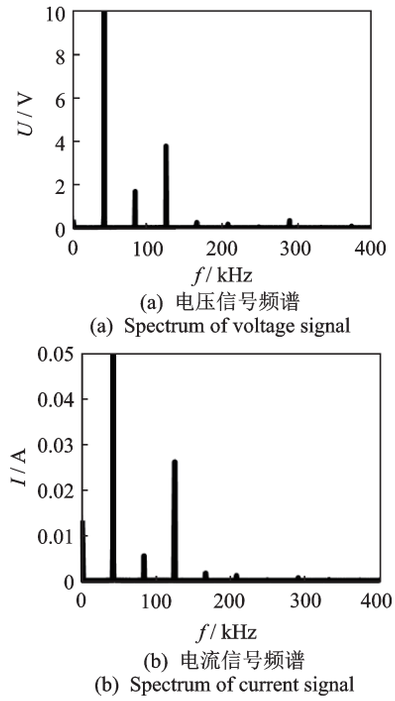


图4 超声电机驱动信号频谱

Fig.4 Spectrum of ultrasonic motor driving signal

2.2.1 基于信号加窗方法抑制频谱泄漏

由于每帧信号为有限长度，相当于给信号加上了矩形窗，将信号截断，而且实际中很难对信号整周期截取，因此出现不可避免的频谱泄漏的现象，这将会对信号各频率分量的提取和计算带来很大的误差。为减小泄漏带来的影响，应当使用性能好的窗函数。理论上要求窗函数的主瓣带宽小、频率分辨率高；同时还要使得窗函数旁瓣衰减大、旁瓣衰减速度快，这样信号在频谱分析时各频率分量之间的泄漏影响才会小。但这两个条件是相互矛盾的，不能同时满足。考虑到电参量计算的准确性，有必要牺牲频率分辨率而选旁瓣衰减大、旁瓣峰值衰减快的窗函数。笔者选用RV(Ⅲ)窗函数，其参数与矩形窗对比如表1所示。

表1 矩形窗和RV(Ⅲ)窗性能对比

Tab.1 Performance comparison between rectangular and RV(Ⅲ) window

窗函数名称	第1旁瓣衰减/dB	主瓣带宽	旁瓣峰值衰减/(dB•oct^{-1})
矩形窗	−13.0	$4\pi/N$	−6
RV(Ⅲ)窗	−73.9	$12\pi/N$	−30

从表1中可见，RV(Ⅲ)窗函数旁瓣衰减速率是矩形窗的5倍，第1旁瓣衰减远大于矩形窗，所以RV(Ⅲ)窗对频谱泄漏的抑制要优于矩形窗。但是

其主瓣带宽为矩形窗的3倍，频率分辨率不足，需要较大的窗长才能弥补。如果窗长过大，相应地导致时间分辨率下降，失去瞬态测试的意义，所以需要折中选择窗函数的长度。窗长的选择计算公式为

$$N \geqslant \frac{f_s}{\Delta f}(K+M) \tag{2}$$

其中：f_s为采样率；Δf为频率分辨率；K为选用窗函数与矩形窗的主瓣带宽之比；M为选用窗函数的旁瓣位置；N为窗函数长度。

2.2.2　基于单峰谱线插值法改善栅栏现象

在信号频谱中，信号频率$f_0=k_0\Delta f$，k_0一般不是整数，由于栅栏现象该频率的谱线不会出现在所得频谱中。因此，笔者使用单峰谱线插值的方法，对所求频率分量进行插值修正，原理如下。

设f_s为采样频率，则采样间隔为$T_s=1/f_s$，对单一频率信号$x(t)$进行采样得

$$x(n)=\mathrm{A}\cos\left(2\pi f_0 nT_s+\varphi_0\right) \tag{3}$$

利用窗函数$w(n)$截断信号，可得加窗信号的离散傅里叶变换正频谱为

$$X\left(k\Delta f\right)=\frac{A}{2}\mathrm{e}^{\mathrm{j}\varphi_0}W\left[2\pi T_s\left(k\Delta f-f_0\right)\right] \tag{4}$$

其中：$W(\cdot)$为窗函数的傅里叶变换。

在信号频谱中设某频率点左右两侧的谱线序号为k_1和k_2，它们对应的幅值为$y_1=|X\left(k_1\Delta f\right)|$，$y_2=|X\left(k_2\Delta f\right)|$。设$\alpha=k_0-k_1$，则$\alpha$取值范围为$[0,1]$，两谱线的幅值比为

$$\beta=\frac{y_2}{y_1}=\frac{\left|W\left[\dfrac{2\pi(k_2-k_0)}{N}\right]\right|}{\left|W\left[\dfrac{2\pi(k_1-k_0)}{N}\right]\right|}=\frac{\left|W\left[\dfrac{2\pi(1-\alpha)}{N}\right]\right|}{\left|W\left[\dfrac{2\pi(-\alpha)}{N}\right]\right|} \tag{5}$$

对于给定的窗函数，通过式(5)可以得到β的值以及α和β的关系，以此可以计算出频率修正量α，因此信号的频率f、相角φ_0和幅值A的修正值可以由式(6)～(8)计算得到

$$f=(k_1+\alpha)\Delta f \tag{6}$$

$$\varphi_0=\arg\left[X\left(k_1\Delta f\right)\right]+\arg\left[W\left(\frac{2\pi(-\alpha)}{N}\right)\right] \tag{7}$$

$$A=\frac{2y_1}{\left|W\left[\dfrac{2\pi(-\alpha)}{N}\right]\right|} \tag{8}$$

其中：arg(·)表示求复数的相角。

综上，利用加窗短时傅里叶变换的时频分析方法以及单峰谱线插值的频谱分析方法，理论上能够提取包含多频率分量信号的各频率分量的幅值、频率和初始相位，这为超声电机电参量的计算提供了基础信息。

2.3　电参量计算

对于包含高次谐波的非正弦周期信号，需要对其进行分解。由于超声电机的驱动电路分为A，B两相且对称，这里仅以A相电路进行说明。对于非正弦周期电压电流信号，可以表示为

$$\begin{cases} u(t)=U_0+\sum\limits_{k=1}^{\infty}\sqrt{2}\,U_k\cos\left(2\pi kft+\varphi_{uk}\right) \\ i(t)=I_0+\sum\limits_{k=1}^{\infty}\sqrt{2}\,I_k\cos\left(2\pi kft+\varphi_{ik}\right) \end{cases} \tag{9}$$

其中：U_0，I_0分别为电压和电流的直流分量；U_k，I_k分别为电压和电流的交流分量有效值；f为驱动信号基频；φ_{uk}，φ_{ik}分别为电压和电流交流分量的初始相位。

根据上述的时频分析方法，可以得到较为精确的信号各频率分量的信号幅值、相位和频率信息。利用这些信息，可以对超声电机的电参量进行相关的计算。

利用式(9)及三角关系，超声电机的平均功率(有效功率)为

$$P=\frac{1}{T}\int_0^T ui\mathrm{d}t=U_0I_0+\sum_{k=1}^{\infty}U_kI_k\cos(\varphi_{uk}-\varphi_{ik}) \tag{10}$$

超声电机输入功率(视在功率)等于驱动电压与电流有效值的乘积

$$S=UI=\sqrt{\sum_{k=0}^{\infty}U_k^2}\sqrt{\sum_{k=0}^{\infty}I_k^2} \tag{11}$$

其中：U和I为电压和电流的有效值。

阻抗角(功率因数角)可表示为

$$\varphi=\cos^{-1}\frac{P}{S} \tag{12}$$

阻抗角为负值表示超声电机驱动电压在时间上滞后于电流，系统呈容性；阻抗角为正值表示超声电机驱动电压在时间上超前于电流，系统呈感性。

超声电机的阻抗值、等效电阻值和等效电抗值为

$$|Z|=\frac{U}{I}=\sqrt{\sum_{k=0}^{\infty}U_k^2}\Big/\sqrt{\sum_{k=0}^{\infty}I_k^2} \tag{13}$$

$$\begin{cases} R=|Z|\cos\varphi \\ X=|Z|\sin\varphi \end{cases} \tag{14}$$

3 电参量测试方法可靠性分析

为了验证笔者提出测试方法在提取信号幅值、频率和相位差方面的可靠性与准确性，设置了1组包含基频、2次谐波和3次谐波的连续变化的仿真电压和电流信号并对其进行分析。仿真信号的公式为

$$\begin{cases} u(t)=Y(t)\sum_{k=1}^{3}A_{uk}\cos\left(2\pi kf_0t+\varphi_{uk}\right) \\ i(t)=Y(t)\sum_{k=1}^{3}A_{ik}\cos\left(2\pi kf_0t+\varphi_{ik}\right) \\ Y(t)=(1+0.1\cos(2\pi ft))\mathrm{e}^{-\frac{t}{5}} \end{cases} \tag{15}$$

其中：$f=10$ Hz；f_0 为信号的基频；A_u，A_i 分别为信号的电压、电流的幅值；φ_u，φ_i 分别为信号的电压、电流的初始相位。

所设置的电压电流仿真信号的采样率为10 MS/s，时长为0.1 s，信号各频率成分如表2和表3所示。

对仿真信号进行时频分析后所得各频率分量信号的幅值、频率和信号相位差的最大绝对误差如表4所示。

表2 仿真电压信号成分

Tab.2 Components of simulated voltage signal

k	A_u/V	φ_u/(°)	f_u/kHz
1	250.00	0.00	42.00
2	2.50	10.00	84.00
3	5.00	20.00	126.00

表3 仿真电流信号成分

Tab.3 Components of simulated current signal

k	A_i/A	φ_i/(°)	f_i/kHz
1	0.50	70.00	42.00
2	0.01	80.00	84.00
3	0.02	90.00	126.00

表4 仿真信号各频率成分的幅值、频率和相位差的绝对误差

Tab.4 Error of amplitude, frequency and phase difference of each frequency component of simulation signal

k	$\Delta A_{u\max}$/V	$\Delta A_{i\max}$/A	Δf_u/kHz	Δf_i/kHz	$\Delta\varphi_{\max}$/(°)
1	9.8×10^{-2}	2.2×10^{-4}	2.1×10^{-3}	1.6×10^{-3}	2.7×10^{-3}
2	4.1×10^{-3}	1.3×10^{-5}	1.9×10^{-2}	1.0×10^{-2}	2.0×10^{-1}
3	2.2×10^{-3}	8.7×10^{-6}	6.3×10^{-3}	4.6×10^{-3}	4.7×10^{-2}

由表4可见，所得信号幅值的绝对误差小于0.1 V，电压电流信号相位差的绝对误差小于0.2°，基频的绝对误差小于3 Hz，上述参数的绝对误差均小于0.5%。因此，本研究方法的计算精度可以满足电参量的计算要求。

4 实验结果及分析

利用搭建的超声电机瞬态测试系统对PMR-60/E型超声电机进行测试，测试平台如图5所示。实验中使用的驱动频率为41.8 kHz，驱动电压为500 V_{PP}，驱动信号相位差为90°。

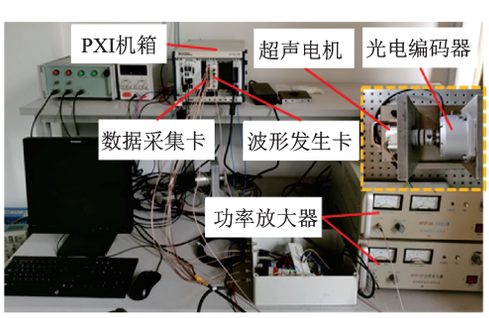


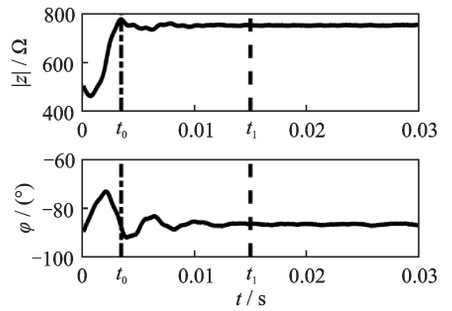
图5 瞬态测试平台

Fig.5 Transient test platform

由于超声电机的驱动电路分为相互对称的A，B两相，因此瞬态电参量测试结果仅以A相的测试结果展示，测试结果如图6所示。

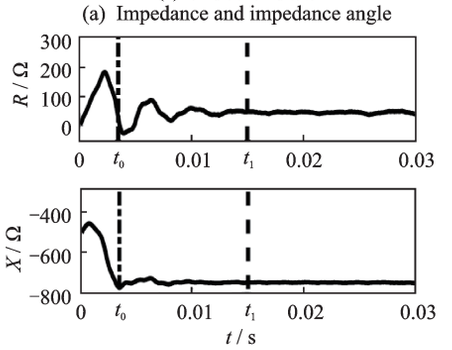
图6(a)为超声电机阻抗值和阻抗角，图6(b)为等效电阻和等效电抗，图6(c)为超声电机的转速、有效功率和孤极反馈电压，通过测试可以全面显示出超声电机瞬态下状态参数的变化过程。从测试结果中可以清楚地看出，超声电机从启动到稳定运行的过程中存在两个变化过程，在时间上划分为$(0,t_0)$和(t_0,t_1)两个阶段，称之为超瞬态阶段和次瞬态阶段[16]。

在超瞬态阶段，电机处于加速状态，电机的孤极反馈电压幅值不断增大，电机定子的振幅也随之增大，压电振子的正压电效应也随之增强，产生的电流反馈给驱动电流导致通过电机的电流减小而使得电机的电参量变化剧烈。阻抗随时间增加从450 Ω逐渐增加到780 Ω，最大值约为最小值的1.7倍；等效电抗与阻抗的绝对值的变化规律一致，等效电阻的



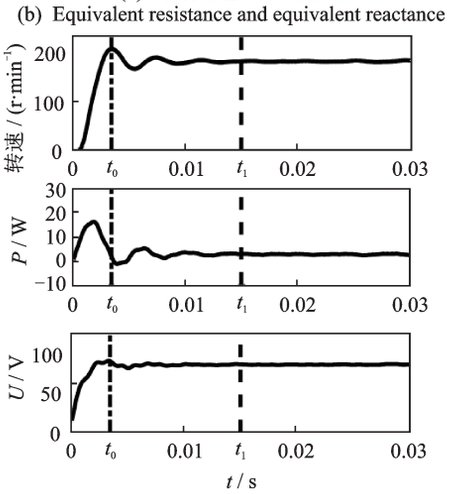
(a) 阻抗和阻抗角

(a) Impedance and impedance angle



(b) 等效电阻和等效电抗

(b) Equivalent resistance and equivalent reactance



(c) 转速、有效功率和孤极反馈电压

(c) Speed, effective power and feedback voltage

图 6　超声电机电参量测试结果

Fig.6　Test results of electrical parameters of ultrasonic motor

变化规律与阻抗角一致；阻抗角先减小后增大导致电机有效功率先增大后减小，阻抗角的最大值与最小值之间的差值约有 17°。

在次瞬态阶段，由于电机定转子之间储存了一定的弹性势能，此时弹性势能与机械能之间的相互转化使得电机的压电振子的振动状态发生改变，在阻尼的作用下孤极反馈电压处于衰减振荡状态，电机转速也在衰减振荡；相应的电机阻抗、阻抗角等相关电参量均处于衰减振荡的状态，阻抗最大衰减量达到 50 Ω，阻抗角最大变化量达到 10°左右。在时间 t_1 之后各项参数趋于稳定，超声电机基本处于稳定运行状态。

5　结　论

1）提出了一种用于超声电机启动瞬态下的电参量测试方法，该方法可以较为全面地测试超声电机启动瞬态下的阻抗、阻抗角等相关电参量的变化曲线，且具有良好的测试精度，可用于分析超声电机启动瞬态的响应特性。

2）搭建了超声电机瞬态测试系统并对 PMR-60/E 型超声电机进行了测试，结果表明：在电机启动的超瞬态和次瞬态两个阶段中电参量变化剧烈，阻抗值的相对变化最大约为 70%，阻抗角相对变化最大约为 17%。

参　考　文　献

[1] ZHAO C S. Ultrasonic motors: technologies and applications[M]. Beijing: Science Press and Springer, 2011:1-9.

[2] YANG L, REN W H, MA C C, et al. Mechanical simulation and contact analysis of the hybrid longitudinal-torsional ultrasonic motor[J]. Ultrasonics, 2020, 100:105982.

[3] ZHOU Y N, CHANG J J, LIAO X X, et al. Ring-shaped traveling wave ultrasonic motor for high-output power density with suspension stator[J]. Ultrasonics, 2020, 102:106040.

[4] ZHANG Z, XU J L, YANG L L, et al. Design and comparison of PMN-PT single crystals and PZT ceramics based medical phased array ultrasonic transducer[J]. Sensors and Actuators A-Physical, 2018, 283: 273-281.

[5] ZHANG Y H, FU Y H, HUA X J, et al. Wear debris of friction materials for linear standing-wave ultrasonic motors: theory and experiments[J]. Wear, 2020(448/449): 203216.

[6] ZENG W J, PAN S, CHEN L, et al. Research on ultra-low speed driving method of traveling wave ultrasonic motor for CMG[J]. Ultrasonics, 2020, 103: 106088.

[7] MOJALLALI H, AMINI R, IZADI-ZAMANABADI R, et al. Systematic experimental based modeling of a rotary piezoelectric ultrasonic motor[J]. ISA Transactions, 2007, 46(1):31-40.

[8] 周先立，罗萍，黄龙，等. 行波型超声波电机等效电路建模[J]. 压电与声光，2019，41(2)：199-202.
ZHOU Xianli, LUO Ping, HUANG Long, et al.

Equivalent circuit modeling of traveling wave ultrasonic motor[J]. Piezoelectric and Acoustooptic, 2019, 41(2): 199-202. (in Chinese)

[9] YU T H, JHANG Y J. Equivalent circuit analysis of a single-phase rotary wedge-wave ultrasonic motor[C]// International Conference on Fuzzy Systems & Knowledge Discovery. [S.l.]: IEEE, 2016.

[10] ZHAO Y Y, CAI M, TANG Y X, et al. Nonlinear modeling of electrical equivalent circuit of rotary traveling wave ultrasonic motor[J]. Applied Mechanics & Materials, 2014(490/491): 1068-1072.

[11] 袁义坤,赵增辉,王育平,等. 超声波电动机定子等效电路模型及驱动电路的阻抗匹配[J]. 微特电机,2012,40(2):62-64.
YUAN Yikun, ZHAO Zenghui, WANG Yuping, et al. Equivalent circuit model of ultrasonic motor stator and impedance matching of driving circuit[J]. Small & Special Electrical Machines, 2012, 40(2): 62-64. (in Chinese)

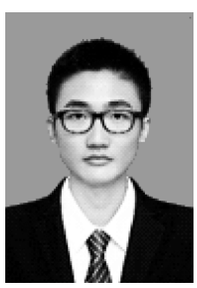
[12] 魏守水,孙合明,赵淳生. 超声马达定子的等效电路参数测量与仿真[J]. 振动、测试与诊断,2000(2):110-114.
WEI Shoushui, SUN Hemimg, ZHAO Chunsheng. Measurement and simulation of equivalent circuit parameters of ultrasonic motor stator[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2000(2): 110-114. (in Chinese)

[13] LI X N, YAO Z Y, MI Y, et al. Modeling, analysis and suppression of current harmonics of Langevin-type ultrasonic motors under high voltage[J]. Precision Engineering, 2020, 64: 177-187.

[14] 牛子杰,闫锋欣,孙志峻,等. 基于并联谐振匹配的超声电机阻抗特性[J]. 振动、测试与诊断,2018,38(1):73-79.
NIU Zijie, YAN Fengxin, SUN Zhijun, et al. Impedance characteristics of ultrasonic motor based on parallel resonance matching[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(1): 73-79. (in Chinese)

[15] 陈宁,郑杰基,焦西凯,等. 超声电机多参量高精度测控系统的研制[J]. 光学精密工程,2020,28(4):759-770.
CHEN Ning, ZHENG Jieji, JIAO Xikai, et al. Development of multi parameter high-precision measurement and control system for ultrasonic motor[J]. Optics and Precision Engineering, 2020, 28(4): 759-770. (in Chinese)

[16] 胡敏强,王心坚,金龙,等. 行波超声波电机瞬态特性的测试及分析[J]. 中国电机工程学报,2006(23):120-125.
HU Minqiang, WANG Xinjian, JIN Long, et al. Measurement and analysis of transient characteristics of traveling wave ultrasonic motor[J]. Proceedings of the CSEE, 2006(23): 120-125. (in Chinese)



第一作者简介:韩威,男,1996年6月生,硕士生。主要研究方向为超声电机性能测试及控制。
E-mail:1124054412@qq.com

通信作者简介:季宏丽,女,1983年2月生,教授、博士生导师。主要研究方向为智能材料与结构的减振降噪。
E-mail:jihongli@nuaa.edu.cn

欢迎订阅《振动、测试与诊断》

《振动、测试与诊断》由工业和信息化部主管,南京航空航天大学和全国高校机械工程测试技术研究会联合主办,是反映振动、动态测试及故障诊断学科领域的科研成果及其应用情况的技术性刊物。主要刊登国内外以振动测试与故障诊断为中心的动态测试理论、方法和手段的研究及应用方面的技术文献,包括实验测试技术、测试仪器的研制、方法和系统组成、信号分析、数据处理、参数识别与故障诊断以及有关装置的设计、使用、控制、标定和校准等,不拘泥于行业和测试项目。

本刊为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

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.025

基于CNN-BiLSTM的滚动轴承变工况故障诊断方法*

董绍江[1]，李　洋[1]，梁　天[1]，赵兴新[2]，胡小林[3]，裴雪武[1]，朱　朋[1]
（1.重庆交通大学机电与车辆工程学院　重庆，400074）
（2.重庆长江轴承股份有限公司　重庆，401336）
（3.重庆工业大数据创新中心有限公司　重庆，401000）

摘要　针对变工况和噪声背景下滚动轴承故障难以诊断的问题，提出一种将注意力机制、DropConnect和Dropout混合加入到卷积神经网络-双向长短时记忆网络（convolutional neural network-bidirectional long short-term memory，简称CNN-BiLSTM）模型的滚动轴承故障诊断方法。首先，将滚动轴承不同工况下的各类故障状态的原始振动信号进行预处理，构建标签化的训练数据集和测试数据集；其次，把注意力机制引入到BiLSTM中提取更加重要的深层故障特征，同时将DropConnect和Dropout混合使用分别抑制CNN和BiLSTM网络在训练过程中的过拟合问题，从而得到改进的CNN-BiLSTM模型；然后，将处理后的标签化数据集输入改进的模型中训练；最后，利用Softmax分类器进行故障类别诊断。通过选取不同数据集验证，证明该方法均有较好的泛化性和抗噪能力。

关键词　变工况故障诊断；卷积神经网络；双向长短时记忆网络；注意力机制；DropConnect和Dropout
中图分类号　TH113.1；TH133.3

引　言

轴承作为现代制造业的重要组成部分，其故障诊断意义重大[1]。早期的故障诊断方法大多依赖于专家知识，通过人工手段对原始信号进行特征提取，效率低下，难以处理高速增长的海量数据[2-5]。近年来，深度学习技术在计算机视觉、自然语言处理及语音识别等领域取得了跨越式的发展，一些深度学习方法也被使用到轴承故障诊断领域。

在变工况轴承故障诊断问题上，Li等[6]提出一种改进基于Dempster-Shafer理论的证据融合的集成深度卷积神经网络的算法，将原始时域信号的快速傅里叶变换特征的均方根图输入模型，实现变工况故障诊断。Ding等[7]提出一种基于小波包能量图像和深度卷积网络的能量波动多尺度特征挖掘方法，实现变工况故障诊断。Zhang等[8]提出基于训练干扰的卷积神经网络模型，直接将原始信号输入模型，实现变工况故障诊断。Hao等[9]提出一维卷积长短期记忆网络的多传感器的方法实现变工况故障诊断。

前期相关文献研究成果侧重于强噪声干扰研究或者变工况影响研究，对于变工况和噪声背景的复杂条件下轴承的故障诊断效果不明显。笔者围绕相关问题提出将带有注意力机制、将DropConnect和Dropout混合使用加入到CNN-BiLSTM模型，可以有效地解决这一问题。首先，将轴承时域信号和随机噪声信号输入CNN网络中提取轴承故障特征；其次，经全连接层汇总之后输入带有注意力机制的BiLSTM网络层经过权重分配实现更有效的深层特征提取；最后，通过Softmax层分类器实现滚动轴承故障类别诊断。经试验验证，该方法在变工况和噪声背景下获得了较高的识别精度。

1　CNN-BiLSTM网络模型简介

1.1　卷积神经网络

卷积神经网络（CNN）是一类包含卷积计算且具有深度结构的前馈神经网络，是深度学习的代表算法之一。CNN主要由输入层（Input）、卷积层（Conv）、池化层（Pool）、全连接层（FC）和Softmax层5种结构组成。CNN的训练过程由前向传播和反向传播组成，前向传播主要提取输入数据的不同特征，反向传播则主要是优化前向传播的参数，其详细训练过程见文献[10]。

*　国家自然科学基金资助项目（51775072）；重庆市科技创新领军人才支持计划资助项目（CSTCCCXLJRC201920）
收稿日期：2020-08-18；修回日期：2020-11-08

1.2 双向长短时记忆网络

长短时记忆网络(long short-term memory，简称LSTM)是一种循环神经网络结构的变体，能够解决循环神经网络中遇到的梯度爆炸和梯度消失问题[11]。标准LSTM网络结构只有前向传播运算，缺乏前后的逻辑性。双向长短时记忆网络(BiLSTM)是在LSTM的基础上，利用已知时间序列和反向位置序列，通过前向和反向传播双向运算，加深对原序列特征提取，提高模型输出结果的准确性。BiLSTM神经网络最后输出是前向、反向传播的LSTM输出结果之和。BiLSTM网络结构如图1所示。

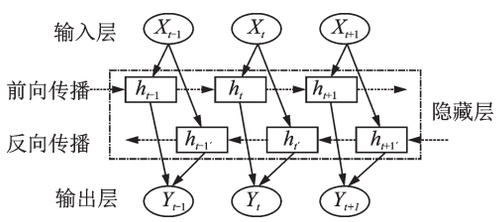


图1 BiLSTM网络结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the BiLSTM network structure

2 本研究模型原理及网络结构

2.1 注意力机制原理

在故障诊断领域，对故障进行诊断时通常先需要进行一系列特征提取，以得到故障特征进行诊断。但是在特征提取的过程中，并不是提取到的所有故障特征都有助于故障诊断。为了提高故障诊断的正确率，因此在特征提取时，有必要引入注意力机制对其进行筛选[12]。注意力机制的计算步骤如下。

1) 将经过前期网络训练得到的各个故障特征，作为注意力机制层的各输入故障特征 $\boldsymbol{y}_i$，即先将输入的故障特征与神经元权重相乘，再加上神经元的偏差；再用双曲正切函数将前面计算得到的值映射到[−1,1]区间，以便于后面计算各个故障特征的权重系数。计算公式为

$$\boldsymbol{u}_i=\tanh(\boldsymbol{w}\boldsymbol{y}_i+\boldsymbol{b}) \tag{1}$$

其中：tanh(•)为双曲正切函数，它可以将输入特征映射到[−1,1]区间；$\boldsymbol{w}$ 为神经元的权重；$\boldsymbol{b}$ 为神经元的偏差。

2) 式(2)主要是通过Softmax函数计算出不同故障特征权重以便于后期对输入故障特征中的重要特征进行筛选。经过式(1)计算得到的值，先在经过Softmax函数时可以计算出不同故障特征的权重系数 $\boldsymbol{a}_i$，再对其进行归一化处理，得到所有特征注意力权重 $\boldsymbol{a}_i$ 之和为1的概率分布。具体计算公式为

$$\begin{cases}\boldsymbol{a}_i=\dfrac{\exp(\boldsymbol{u}_i)}{\sum_i\exp(\boldsymbol{u}_i)}\\ \sum_i\boldsymbol{a}_i=1\end{cases} \tag{2}$$

3) 式(3)主要是实现重要故障特征的筛选之后的最优故障特征。将各故障特征输入量 $\boldsymbol{y}_i$ 与权重系数 $\boldsymbol{a}_i$ 相乘并求和，得到经过注意力机制优化以后的最终故障特征表达 F_c 为

$$F_c=\sum(\boldsymbol{a}_i*\boldsymbol{y}_i) \tag{3}$$

由于最终的故障特征经过了权重的重新分配，相较于没有经过注意力机制的故障特征，它反应的是更加重要和关键的故障特征。因此，在原有的训练网络中加入注意力机制层，更有利于提升模型的诊断能力。

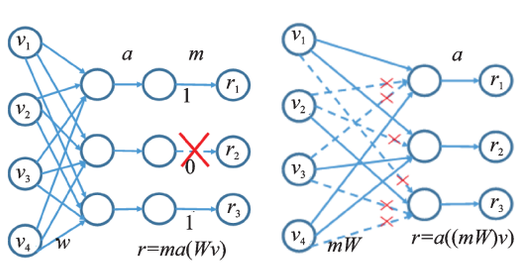
2.2 DropConnect和Dropout工作原理

Dropout是一种常用的解决过拟合、提高网络模型泛化能力的方法。Dropout在神经网络的训练过程中，按照一定概率 P 将一部分中间层单元暂时从网络中丢弃，即把一部分输出置为0，以此避免过拟合，如式(4)所示。DropConnect则是一种通过舍弃一部分输入单元来防止过拟合的方法[13]，如式(5)所示。其二者不同之处在于，Dropout一般用于全连接层之后，DropConnect则用于神经网络连接层的权重上，是把一部分输入连接层的权重 $\boldsymbol{W}$ 单元置为0。二者的网络结构如图2所示。

$$\boldsymbol{r}=ma(\boldsymbol{W}\boldsymbol{v}) \tag{4}$$

$$\boldsymbol{r}=a((m\boldsymbol{W})\boldsymbol{v}) \tag{5}$$

其中：m 为剩余 $1-P$ 的没有被置为0的概率；a 为一个激活函数；$\boldsymbol{W}$ 为权重；$\boldsymbol{v}$ 为上一层的输出；$\boldsymbol{r}$ 为输出，其中 m 和 $a(\boldsymbol{W}\boldsymbol{v})$ 相乘是对应元素的相乘。



(a) Dropout结构 (b) DropConnect结构

(a) Dropout structure (b) DropConnect structure

图2 Dropout和DropConnect网络结构

Fig.2 Dropout and DropConnect network structure

2.3　本研究模型网络结构

本研究所提方法是一种端到端的数据驱动方法，减少了繁杂的人为特征提取过程。该方法在原始信号上加入随机高斯白噪声相当于增加训练样本，不仅可以减弱神经网络的联合适应性，以防止过拟合，还可以增强模型的抗干扰能力[14]。并且在模型的卷积层和全连接层之后，加了可以使得输入数据落入敏感的非线性变换函数区域中的批量归一化（batch normalizatio，简称BN），以防止梯度消失。虽然CNN-BiLSTM模型相较于传统的CNN模型可以提取到更加深层的故障特征，但是为了使网络提取到的特征更有利于故障诊断，笔者引入了注意力机制对深层故障特征进行筛选。为了进一步防止过拟合和提高抗干扰能力，将DropConnect和Dropout混合使用，分别加入到CNN和BiLSTM层模型中。本研究模型主体结构如图3所示，注意力机制的BiLSTM层（A-BiLSTM层）如图4所示。

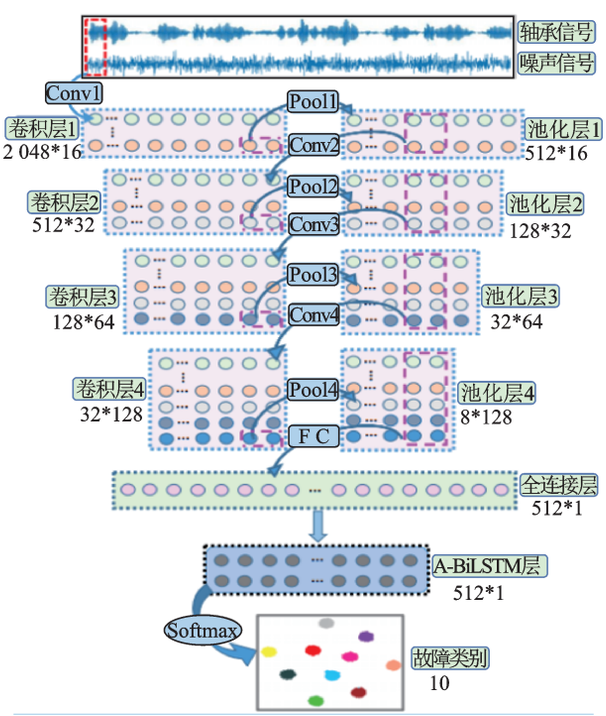


图3　本研究模型主体结构

Fig.3　The main structure of this model

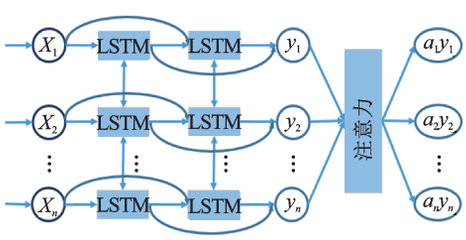


图4　注意力机制的BiLSTM层

Fig.4　BiLSTM network layer of attention mechanism

2.4　本研究模型结构参数

本研究模型由4个卷积层和池化层、1个全连接层、1个隐藏层为256的注意力机制的BiLSTM网络层和Softmax层组成。笔者使用反向传播算法和Adam随机优化方法对网络进行训练，迭代轮数为3 000，数据集的训练批处理大小为50，学习率为0.001，DropConnect率为0.5，Dropout率为0.5，激活函数为ReLU，池化类型为最大池化。试验时采用Google的Tensorflow工具箱。各网络层参数如表1所示。

表1　本研究模型各网络层参数

Tab.1　The network layer parameters of this model

网络层	尺寸	步长	核个数	输出尺寸
Conv1	1×64	1×1	16	2 048×16
Pool1	1×4	1×4	16	512×16
Conv2	1×4	1×1	32	512×32
Pool2	1×4	1×4	32	128×32
Conv3	1×4	1×1	64	128×64
Pool3	1×4	1×4	64	32×64
Conv4	1×4	1×1	128	32×128
Pool4	1×4	1×4	128	8×128
FC	512	—	1	512×1
A-BiLSTM	256	—	1	512×1
Softmax	100	—	1	10

3　滚动轴承试验验证

3.1　数据选取

试验数据来自美国凯斯西储大学的轴承故障数据集[15]。该数据集是4种不同负载、不同转速的变工况下的振动信号，具体如下：0 kW，1 797 r/min；0.75 kW，1 772 r/min；1.50 kW，1 750 r/min；2.25 kW，1 730 r/min。笔者主要选取12 kHz采样频率下驱动端SKF6205轴承进行分析，采用风扇端SKF6203轴承作为辅助数据，同时选用了Mad Net轴承数据竞赛[16]中的train.csv文件里带有标签的10类轴承数据。在获得样本时，通过数据集增强技术增加样本总量，每类故障样本数相同，每个样本包含2 048个数据点。将0.75，1.50，2.25和0 kW不同工况下的10类故障制作成相对应的标签化数据集：A，B，C和D，每个数据集有2 000个样本。由于Mad Net轴承数据的train.csv文件里，每类故障类型的数据量较大，因此制成6 000个样本的数据集F。训练数据和测试数据按照样本的4∶1分配，且训练数据和测试数据无交集。

3.2 试验模型变量设置

为了消除随机误差对试验结果的影响，本次试验的测试结果为5次的平均值。设置了4个变量，分别是：有无BiLSTM层、有无注意力机制、Dropout添加的位置、有无DropConnect。F_1为笔者所提模型：加注意力机制，DropConnect和Dropout混合使用的CNN-BiLSTM模型。F_2，F_3和F_4模型为CNN-BiLSTM模型，F_5为传统CNN模型。具体如表2所示。

表2 不同模型的变量设置

Tab.2 Variable settings for different models

模型	BiLSTM层	注意力机制	Dropout位置	DropConnect
F_1	是	是	BiLSTM中	是
F_2	是	是	BiLSTM中	否
F_3	是	是	CNN中	否
F_4	是	否	CNN中	否
F_5	否	否	CNN中	否

3.3 试验结果与分析

3.3.1 泛化性和抗噪性试验

试验1：泛化性试验。本研究所提模型主要针对驱动端数据下的轴承故障诊断，本次试验选用4种不同工况数据，也选用风扇端的数据和Mad Net轴承数据来验证笔者所提模型的性能。不同数据集下模型的正确率如表3所示。

表3 不同数据集下模型的正确率

Tab.3 Model correct rate under different data sets %

类别	A	B	C	D	F	平均值
驱动端	100.0	100.0	99.7	100.0	—	99.93
文献[7]	98.8	99.4	99.4	98.8	—	99.10
风扇端	100.0	100.0	100.0	100.0	—	100.00
Mad Net轴承数据	—	—	—	—	100.00	100.00

由表3可知：笔者所提模型在驱动端的平均正确率高达99.93%，而文献[7]提出的DCNN模型仅为99.10%；所提模型在驱动端数据和风扇端数据都能达到较高的识别率，但是二者并不相同。造成同一个模型针对不同数据集正确率不同的原因，可能是两者的轴承型号不同、轴承和传感器安装位置不同等因素造成。虽然本研究模型主要是针对驱动端（同类型轴承）不同工况的故障诊断分析，但是在风扇端（其他类型轴承）不同工况下其诊断平均正确率可达100%，在Mad Net轴承数据的10类故障轴承数据试验中，其诊断率也高达100%。通过本次试验可知，本研究模型有较好的泛化能力。

试验2：抗噪性试验。本次试验在选用驱动端的4种不同工况数据测试时，向测试数据集加入高斯白噪声SNR=0 db模拟工业噪声环境，求出各模型平均正确率，其结果如表4和图5所示。

表4 在0 db时不同模型在不同工况下的正确率

Tab.4 The correct rate of different models under different working conditions at 0 db %

类别	F_1	F_2	F_3	F_4	F_5
A	98.15	99.05	89.90	87.00	96.90
B	99.63	99.90	99.90	99.40	98.95
C	99.75	99.85	96.15	99.90	99.55
D	95.40	92.50	95.60	88.65	74.70
平均值	98.23	97.83	95.39	93.74	92.53

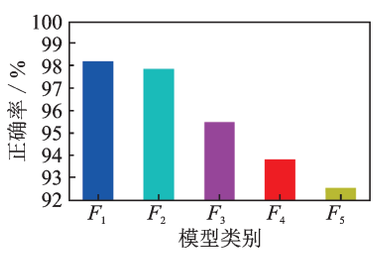


图5 不同模型的平均正确率

Fig.5 The average correct rate of different models

由表4和图5可以看到，在0 db时，5个模型在不同工况下诊断能力总存在有高有低的情况，由此说明同一个模型很难在所有的工况下都达到较高的正确率。但是通过分析发现，笔者所提出的F_1模型整体性能是最高的，其平均正确率高达98.23%，比F_2模型高出0.40%，比F_3模型高出2.84%，比F_4模型高出4.49%，比F_5模型高出5.70%。通过本次试验可以证明，噪声环境下，笔者所提模型有较高的整体抗噪性。

试验3：噪声下的泛化性试验。为了验证笔者所提模型在噪声环境下的泛化性，选用驱动端和风扇端下的4种不同工况的故障数据。本次试验模拟测试数据集在SNR=0 db环境下，笔者所提模型在2种不同轴承上的正确率，其结果如表5所示。

表5 在0 db时不同轴承在4种工况下的正确率

Tab.5 The correct rate of different bearings under 4 working conditions at 0 db %

类别	A	B	C	D	平均值
驱动端	98.15	99.63	99.75	95.40	98.23
风扇端	91.55	97.40	96.90	98.40	96.06

通过表5可知，当SNR为0 db时，驱动端和风扇端在4种不同工况下的正确率都高于90%。驱动端数据在4种不同工况数据的平均故障诊断正确率高达98.23%，风扇端也可以达到96.06%。通过试验可以证明，笔者所提模型在噪声环境下依然有较强的泛化性。

试验4：Mad Net轴承数据试验。本次试验选取Mad Net轴承数据，测试不同模型在SNR=－2 db环境中的故障诊断能力及各模型的训练时间，其结果如表6所示。

表6　在−2 db时不同模型的正确率和训练时间

Tab.6　The correct rate and training time of different models at −2 db

模型	正确率/%	训练时间/s
F_1	94.13	393.06
F_2	88.05	391.67
F_3	82.25	391.47
F_4	77.65	386.18
F_5	71.08	363.75

由表6可知，笔者所提模型在强噪声环境下识别Mad Net轴承数据集的正确率达到了94.13%，远高于其他模型。本研究主模型F_1是基于F_4模型CNN-BiLSTM网络改进的，增加了注意力机制，将DropConnect和Dropout混合使用。在时间仅增加6.88 s的基础上，本研究模型在强噪声环境下的故障诊断能力提升了16.48%，说明了本研究模型在牺牲较短时间的基础上，获得了较高的正确率。

3.3.2　自适应变工况测试

试验1：故障诊断领域常见方法对比试验。自适应变工况测试一直是故障诊断领域的难点，即训练数据集和测试数据集不是同一个工况。本次试验选用驱动端的0，0.75和1.50 kW混合数据训练模型，使用2.25 kW进行测试。主要采用一些故障诊断领域常见的方法，如k最近邻、支持向量机、BP神经网络、文献[7]DCNN模型和文献[9]1DCNN-LSTM模型等方法与本研究的方法进行了比较。其正确率如表7所示。

表7　当0，0.75和1.50 kW混合训练2.25 kW测试正确率

Tab.7　2.25 kW test correct rate, when 0, 0.75 and 1.50 kW mixed training　%

模　型	正确率	模　型	正确率
k最近邻	94.60	文献[7]	96.80
支技向量机	95.27	文献[9]	99.86
BP神经网络	95.97	本研究模型	100

通过表7可知，用驱动端的0，0.75和1.50 kW工况下的混合数据训练模型，用2.25 kW进行测试。笔者所提方法正确率高达100%，比一些传统方法和部分深度学习方法的正确率都高，体现出了本研究模型有极高的故障诊断能力。

再选用跟文献[4]多核SSTCA-SVM模型一样的特定变工况类型。1.50 kW训练，0.75 kW测试；1.50和0 kW混合训练，0.75和2.25 kW混合测试；1.50，2.25和0 kW混合训练，0.75 kW测试3种类型试验。其结果如表8所示。

表8　本研究方法与多核SSTCA-SVM对比正确率

Tab.8　Comparison of the method in this paper and multi-core SSTCA-SVM correct rate　%

方法	*B/A*	*BD/AC*	*BCD/A*	平均值
多核SSTCA-SVM	96.66	94.10	98.00	96.25
本研究方法	98.75	98.54	99.60	98.96

由表8可以看出，在以上3种特定变工况类型试验中，笔者所提模型的正确率都高于文献[4]。本研究的平均正确率高达98.96%，比文献[4]高出2.71%。

试验2：变工况下深度学习领域的算法对比试验。接下来主要是与其他论文提出的关于轴承故障诊断的深度学习方法做比较，使用文献[6]IDSCNN模型和文献[8]集成TICNN模型相同的方法做对比试验。选用0.75，1.50和2.25 kW下驱动端轴承数据，仅用一种工况数据训练模型，测试时分别用另一种工况数据测试，其结果如表9所示。

表9　一种工况训练另外一种工况测试的正确率

Tab.9　The correct rate of one working condition training and another working condition test　%

工况	集成TICNN	IDSCNN	本研究方法
A/B	99.50	100.00	100.00
A/C	91.10	97.70	97.35
B/A	97.60	99.40	98.75
B/C	99.40	99.60	99.75
C/A	90.20	93.80	97.40
C/B	98.70	99.90	100.00
平均值	96.10	98.40	98.88

由表9可知，笔者所提的方法平均正确率高达98.88%，比将原始时域信号作为输入的集成TICNN模型高出2.78%。IDSCNN模型的输入是将原始时域振动信号经过了特征提取，将振动信号的FFT特征的均方根图作为模型输入。由于ID-

SCNN模型的输入数据是经过复杂的人为特征提取,因此其正确率可以高达98.40%。但是IDSCNN模型相较于本研究直接把原始信号作为模型输入进行变工况下的故障诊断,其平均正确率也比本研究低0.44%。通过跟上述文献中的方法比较,笔者所提模型都取得了较高的精确度。

试验3:不同变工况下的试验。由于轴承实际工作情况下很少出现0 kW的情况,所以接下来的试验不再考虑0 kW的情况下。选用0.75,1.50和2.25 kW的驱动端数据试验。分别采用一种工况数据训练,其余两种工况数据混合测试;用两种工况数据训练,其余一种工况数据测试。其结果如表10和表11所示。

表10 一种工况数据训练两种工况数据混合测试正确率

Tab.10 One working condition data training correct rate of mixed test of two working condition data %

工况	*A*/*BC*	*B*/*AC*	*C*/*BA*	平均值
正确率	98.65	98.95	98.73	98.78

表11 两种工况训练一种测试的正确率

Tab.11 The correct rate of the other test for training under two working conditions %

工况	*AB*/*C*	*AC*/*B*	*BC*/*A*	平均值
正确率	100	100	99.00	99.67

通过试验可知,用一种工况训练,另外两种混合工况测试,本研究模型的平均正确率为98.78%。结合试验2可知,两种工况混合测试比分别测试两种工况的平均正确率98.88%略低。本次试验比试验2低的原因,结合实际情况可推断为当测试数据较为复杂时,其正确率略有下降。

当两种混合工况训练、单一工况测试时,其最低正确率也能高达99%,其平均正确率为99.67%,比用一种工况数据训练模型的平均正确率98.78%高出0.89%。结合实际情况可知,如果能够获取足够多的故障工况训练模型,那么有助于对将会出现的故障进行诊断;当获取的故障工况越少,越难以诊断故障。因此可知,本研究上述试验结果满足实际工作情况。

3.3.3 自适应变工况下噪声测试

由于实际工作中一般难以获得足够多的故障工况数据,因此在故障诊断时会带来一定的挑战。本研究充分考虑实际情况,本次试验选用驱动端轴承在0.75,1.50和2.25 kW下的数据,只研究一种工况数据训练模型,用其他工况数据测试。轴承实际工作时不仅会受到工况变化的影响,也会受到噪声的干扰,因此本小节做自适应变工况下噪声测试。如:0.75 kW训练模型时,诊断过程中分别用1.50 kW,2.25 kW,1.50和2.25 kW混合的3类数据集测试。测试阶段,模拟−4~4 db噪声环境。首先分别用0.75,1.50和2.25 kW训练好3个模型,然后依次求出每个模型在每db噪声环境下,3类测试数据集正确率的平均值。如在−4 db环境下的最终值,实际是在3个模型上分别测出3个值,然后对这9个值求其平均。各模型在每db噪声下的正确率及其平均值如表12和图6所示。

表12 一种工况训练其余工况测试的正确率

Tab.12 The correct rate of one working condition training and other working condition test %

噪声/db	F_1	F_2	F_3	F_4	F_5
−4	81.90	79.63	76.10	70.04	70.00
−3	87.61	85.24	81.83	77.07	75.74
−2	92.05	90.01	86.14	82.98	81.27
−1	95.24	93.59	89.41	87.22	86.03
0	96.77	95.86	92.30	90.46	90.01
1	97.69	96.75	94.45	93.27	92.44
2	98.20	97.48	95.85	94.80	93.72
3	98.58	97.94	96.72	95.82	94.42
4	98.77	98.36	97.22	96.39	94.62
平均值	94.06	92.76	90.00	87.45	86.47

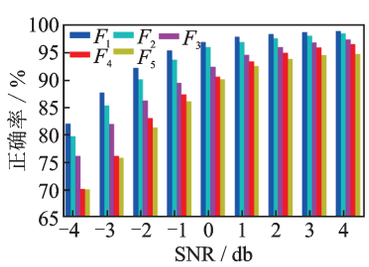


图6 不同模型在不同噪声下的正确率

Fig.6 The correct rate of different models under different noises

由表12和图6可以看到,笔者所提的F_1模型在−4~4 db噪声环境中,每db噪声下都高于其他几种模型。F_4仅比F_5多了一层BiLSTM网络,但在任何噪声环境下F_4都比F_5高。在−4~4 db下,F_4平均正确率为87.45%,比F_5高出0.98%。F_3是在F_4的BiLSTM层中引入了注意力机制,此时F_3不仅在任何噪声下都比F_4和F_5高,而且其最终平均值高达

90.00%。由此可见，在网络中引入注意力机制可以使模型在训练时，将更多的注意力放在重要的特征挖掘上，从而极大地提高模型的识别率。

F_2与F_3，F_4及F_5相比，F_2与F_3区别仅在Dropout位置不同。F_2在A-BiLSTM中加Dropout，F_3是在全连接层中加。在SNR为－2时，F_2正确率就达到了90.01%。然而F_3，F_4和F_5均在90%以下，仅在SNR大于0时，才达到了90%以上。因此，可以证明将Dropout添加在A-BiLSTM层能够更好地防止随着模型层数的加深而产生过拟合问题。

F_1模型与其他模型相比，其最大不同在于将DropConnect和Dropout混合使用。F_1主要在F_2的全连接层权重上添加了DropConnect=0.5。F_1模型在－4～4 db环境下，都高于其他几种模型，在SNR为－4 db时可以达到81.90%，其他模型均不到80%；在－2 db时达到了92.05%；在0 db时高达96.77%；在4 db时更是高达98.77%。在噪声环境下其平均值可以高达94.06%，比没有DropConnect的F_2高出了1.30%，比F_3高出4.06%，比F_4高出6.61%，比传统CNN模型F_5高出7.59%。F_1模型同时使用了DropConnect和Dropout，DropConnect通过将CNN网络的一部分输入的数据置为0，以此防止CNN模型训练时的过拟合问题，而Dropout则通过丢弃BiLSTM层的一部分输出数据，防止网络模型层数加深而产生的过拟合问题。因此，通过将DropConnect和Dropout混合使用可以在一定程度上提高模型的整体性能。

综上分析，在用一种工况下的数据训练模型，用其余数据集在－4～4 db环境下测试模型的故障诊断能力。本研究带有注意力机制、DropConnect和Dropout混合使用的CNN-BiLSTM模型具有较强的抗干扰能力，在强噪声环境下，也具有较高的故障诊断能力。

3.3.4　模型结果可视化

本小节主要展示测试过程中各网络层处理故障数据的情况和最后的分类正确率。由于篇幅有限，仅展示SNR为0 db时，用2.25 kW训练模型，用0.75和1.50 kW混合数据集的800个样本的测试情况。图7选用t-随机邻近嵌入（t-distributed stochastic neighbor embedding，简称t-SNE）算法展示了测试样本在各网络层中的特征分布情况。图8通过混淆矩阵的方法展示了测试数据集的最终测试结果，详细地列出了各个类别的分类情况和准确性。

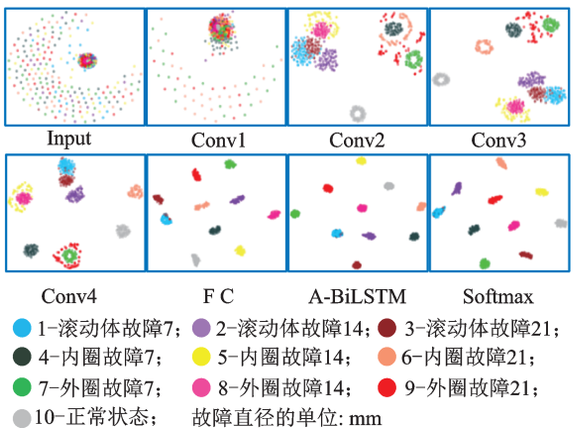


图7　测试样本的特征分布图

Fig.7　Feature distribution of test samples

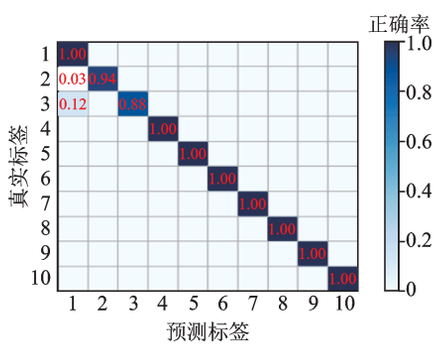


图8　测试结果的正确率

Fig.8　The correct rate of test results

通过图7可以看到，测试数据在早期层中是不可分的，随着层数加深，特征变得越来越可分。标签10（正常状态）在Conv2层的时候已经完全被分离开，这表明笔者所提模型有较强的区分故障信号与无故障信号的能力。在带有注意力机制的网络层（A-BiLSTM）中，可以看到不同类别之间区分得更加明显，同类故障之间聚集更加紧凑。通过图8可知，笔者所提方法在SNR为0 db时，针对滚动轴承的大多数故障类别都可以达到100%的诊断能力。仅标签2（滚动体故障0.355 6 mm）和标签3（滚动体故障0.533 4 mm）有少量故障被分类到标签1（滚动体故障0.177 8 mm）上，其二者的错误率分别为0.60%和1.20%，与模型测试输出的98.20%正确率相吻合。

4　结　论

1）本研究通过将带有注意力机制、DropConnect和Dropout混合使用加入到CNN-BiLSTM模型中，实现了滚动轴承在变工况的噪声环境下的故障诊断。在选用驱动端和风扇端的两类轴承分别在4种不同工况的故障数据，在测试数据集的SNR为

0 db时,驱动端平均故障诊断正确率高达98.23%,风扇端也可以达到96.06%;而且Mad Net轴承数据在-2 db下可以达到94.13%。因此,笔者所提模型在噪声环境中具有较强的泛化性和抗噪性。

2) 在自适应测试变工况试验中,选用驱动端的0,0.75和1.50 kW混合训练模型,2.25 kW作为测试时,本研究所提方法高于故障诊断领域常见的方法,正确率高达100%。在用一种工况数据训练模型,分别用另一种工况数据测试时,本研究模型平均正确率高达98.88%,也高于部分文献中使用深度学习的方法。同时,在噪声和变工况的复杂环境中,通过比较不同模型,在-4~4 db噪声下,笔者所提方法正确率高达94.06%,体现了本研究模型的优越性。

3) 本研究在CNN-BiLSTM网络中引入有注意力机制,可以帮助网络模型将更多的注意力放在重要特征的提取上;将DropConnect和Dropout混合使用可以分别防止CNN网络和BiLSTM网络在训练过程中的过拟合问题,达到了提升模型故障诊断能力的效果。

参 考 文 献

[1] LUO M, LI C S, ZHANG X Y, et al. Compound feature selection and parameter optimization of ELM for fault diagnosis of rolling element bearings [J]. ISA Transactions, 2016, 65:556-566.

[2] BARALDI P, CANNARILE F, DI M F, et al. Hierarchical k-nearest neighbours classification and binary differential evolution for fault diagnostics of automotive bearings operating under variable conditions [J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2016, 56:1-13.

[3] FEI S W. Fault diagnosis of bearing under varying load conditions by utilizing composite features self-adaptive reduction-based RVM classifier[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2017, 5(3):269-276.

[4] 康守强, 胡明武, 王玉静, 等. 基于特征迁移学习的变工况下滚动轴承故障诊断方法[J]. 中国电机工程学报,2019,39(3):764-772,955.
KANG Shouqiang, HU Mingwu, WANG Yujing, et al. Rolling bearing fault diagnosis method under variable operating conditions based on feature transfer learning [J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39 (3):764-772, 955.(in Chinese)

[5] 雷亚国,贾峰,孔德同,等. 大数据下机械智能故障诊断的机遇与挑战[J]. 机械工程学报,2018,54(5):94-104.
LEI Yaguo, JIA Feng, KONG Detong, et al. Opportunities and challenges of machinery intelligent fault diagnosis in big data era[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(5): 94-104.(in Chinese)

[6] LI S B,LIU G K,TANG X H,et al. An ensemble deep convolutional neural network model with improved D-S evidence fusion for bearing fault diagnosis[J]. Sensors , 2017, 17(8):1729-1750.

[7] DING X X, HE Q B. Energy-fluctuated multiscale feature learning with deep convNet for intelligent spindle bearing fault diagnosis [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2017, 66 (8): 1926-1935.

[8] ZHANG W, LI C H, PENG G L, et al. A deep convolutional neural network with new training methods for bearing fault diagnosis under noisy environment and different working load[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 100:439-453.

[9] HAO S J, GE F X, LI Y M, et al. Multisensor bearing fault diagnosis based on one-dimensional convolutional long short-term memory networks [J]. Measurement, 2020, 159:1-8.

[10] ALEX K, ILYA S, GEOFFREY E H. ImageNet classification with deep convolutional neural networks [J]. Neural Information Processing Systems, 2017,60(6): 84-90.

[11] HOCHREITER S, SCHMIDHUBER J. Long short-term menory [J]. Neural Computation, 1997, 9(8): 1735-1780.

[12] VASWANI A, SHAZEER N, PARMAR N, et al. Attention is all you need [C]//Proceedings of the 31st Conference on Neural Information Processing Systems. Long Beach, California, USA: Curran Associates Inc., 2017: 6000-6010.

[13] WAN L, MATTEW Z, ZHANG S X, et al. Regularization of neural networks using dropConnect [C]//Proceedings of the 30th International Conference on Machine Learning. Atlanta, GA, USA:JMLR.org, 2013:1058-1066.

[14] DONG S J, WU W L, HE K, et al. Rolling bearing performance degradation assessment based on improved convolutional neural network with anti interference [J]. Measurement, 2020,151:1-12.

[15] LOU X,LOPARO K A. Bearing fault diagnosis based on wavelet transform and fuzzy inference [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2004, 18(5):1077-1095.

[16] Mad Net轴承数据竞赛[EB/OL]. 2020-08-18. http://mad-net. org:8765/ explore.html? id=10.



第一作者简介:董绍江,男,1982年12月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为机械故障诊断和机电一体化技术。曾发表《Rolling bearing performance degradation assessment based on improved convolutional neural network with anti-interference》(《Measurement》2020,Vol.151)等论文。
E-mail:dongshaojiang100@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.026

高速行驶时车内噪声抖动感的测试与诊断

金　岩[1,2]

(1.中国汽车工程研究院股份有限公司　重庆,401122)

(2.汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室　重庆,400039)

摘要　针对汽车声音品质问题,对某车型高速超车工况车内噪声抖动感的原因进行了测试分析和诊断。首先,对车内噪声的阶次进行分析,发现超车工况下车内存在2.00阶和2.24阶噪声,两者频率接近易发生调制而导致主观抱怨,并采用滤波回放结合主观评价的方式证明了这一结论;其次,对车身噪声传递函数进行测试,表明在发生调制的频率范围内车身的噪声传递函数较高,在外界激励下容易产生噪声辐射,通过传动系统的速比分析表明2.24阶的噪声来源于轮胎不均匀性的高阶激励;最后,选择了均匀性更好的轮胎进行了装车验证。研究结果表明:发动机激励产生的2.00阶噪声和轮胎激励下产生的2.24阶噪声发生调制是产生抖动感的根本原因;更换均匀性更好轮胎后,车内噪声调制现象消失,抖动度明显下降,主观评价显著改善。

关键词　车内噪声;抖动度;调制;轮胎均匀性

中图分类号　TK401;TH13

引　言

车内噪声水平是表征汽车性能品质的重要指标。随着消费者对汽车产品品质要求的不断提高,汽车声音品质问题受到越来越多消费者和学者的关注。以往的学者对汽车声音品质的研究主要关注于怠速、急加速和匀速等工况[1-3]。对高速超车工况下声音品质的研究少有报道。该工况是车辆在高速上行驶时最常用的工况之一,如果车内噪声的声品质不佳将很容易被消费者所感知,从而引起抱怨甚至投诉。

以往研究成果中主要用语言清晰度指数(articulation index,简称AI)和声压级两个指标对车辆高速行驶时的噪声水平进行描述,其中声压级代表了车内噪声的大小,而语音清晰度指数则反映了车内语音交流的效果。语音清晰度的高低主要与车内的高频噪声相关,大量实践表明,高速行驶时风噪对车内高频噪声贡献量最大。

对于车辆的声音品质而言,动力总成和驱动系统有着不可忽视的影响[4-6]。随着车速的增加,动力总成和驱动系统的转速同步提高,相应的激励也逐渐增加,高速行驶时动力总成和驱动系统仍然是影响车内声音品质的重要因素。

笔者对某车型在高速超车工况下车内噪声的抖动感现象开展了研究。结果表明:动力总成激励产生的噪声与轮胎激励产生的噪声之间的调制作用是产生抖动感的主要原因。采用了均匀性更好的轮胎后,车内噪声的抖动感消失,车内的声音品质得到了很大改善。

1　车内噪声的抖动感测试分析

1.1　现象描述与测试

某轿车高速行驶超车工况下(手动5档,90～120 km/h加速)车内噪声存在明显不稳定感和起伏感。主观驾评人员的描述为不稳定“嗡～嗡～”声。为分析车内噪声的信号特征,对车内噪声进行了测试。测试是在专业的汽车试验场内进行。测试路面为标准的沥青路面,路面干燥、平直,测试跑道20 m范围内无建筑物。测试时风速小于1 m/s,测试环境的背景噪声小于50 dB(A)。将自由声场麦克风固定在驾驶员右耳旁,其位置如图1所示。测试系统为LMS公司Test.lab测试分析软件和数据采集前端。

收稿日期:2020-07-10;修回日期:2020-11-30

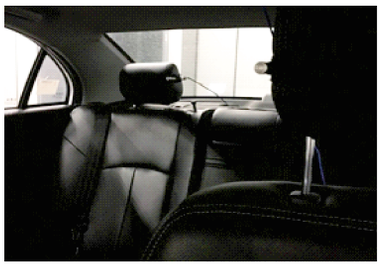


图 1　车内噪声测点的位置

Fig.1　Test point of interior noise

为了便于分析车内噪声的信号特征，对加速过程车内的噪声数据进行了阶次分析。图 2 为 90～120 km/h 采用 5 档加速，模拟高速超车工况下加速车内噪声的谱阵图。

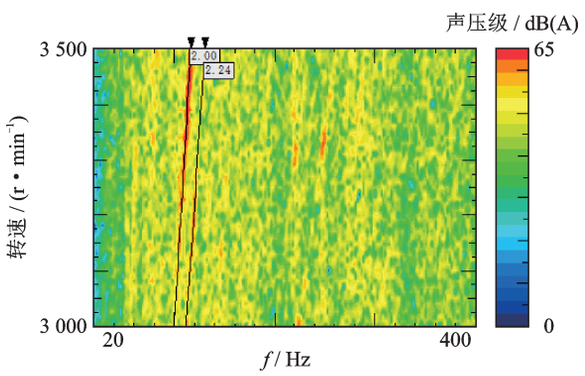


图 2　原状态车内噪声的谱阵图

Fig.2　The colormap of original interior noise

由图 2 可见，这个过程中车内噪声的主要能量集中在 100～120 Hz 左右频带范围内。这个频带内噪声的最主要成分为发动机的 2.00 阶，同时车内噪声还存在一个 2.24 阶的成分。

图 3 为 3 275 r/min 左右时车内噪声频谱图。由图可见，在 109 Hz 和 123 Hz 存在两个噪声的峰值，幅值分别为 64.5 dB(A)和 63.7 dB(A)，是车内噪声声压级最高的两个频率成分。这两个噪声成分在频率的间隔上约为 14 Hz，且幅值接近，因此易于产生调制现象，从而导致主观感受的恶化。

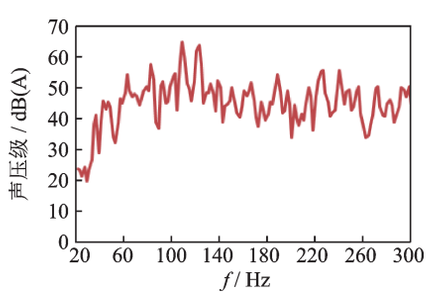


图 3　3 275 r/min 车内噪声的频谱

Fig.3　The spectrum of interior noise at 3 275 r/min

1.2　噪声的调制与抖动感

心理声学研究成果表明，当纯音受到调制时会让人感觉到声音的不稳定感。调制的频率较高时，声音给人的主观感觉为粗糙感，心理声学中用粗糙度 R 描述。当调制的频率低于 20 Hz 时，人主观上能够感觉到声音的起伏变化。声音的这种波动感在心理声学领域用抖动度 F 描述，抖动度[7]定义为

$$F=\frac{0.008\int_0^{24}\Delta L\,(z)\mathrm{d}z}{(f_{\mathrm{mod}}/4)+(4/f_{\mathrm{mod}})}$$

其中：f_{mod} 为调制频率，单位为 kHz；z 为临界频带，单位为 Bark；ΔL 为掩蔽深度，单位为 dB，是临界频带 z 的函数；抖动度 F 的单位为 Vacil。

抖动度是反映声音起伏变化强度的参数，因此这里对车内噪声的抖动度进行了分析。图 4 为初始状态下车内噪声的抖动度随发动机转速变化曲线。由图可见，3 000～3 500 r/min 转速范围内车内噪声的抖动度超过 1.05 Vacil，抖动度的最大值发生在 3 275 r/min 左右，约为 1.16 Vacil。

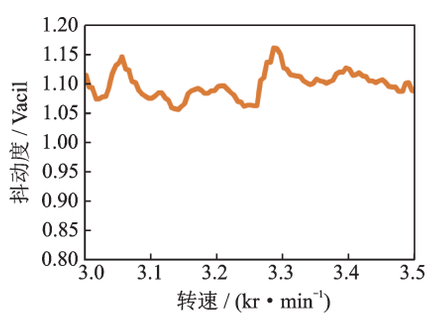


图 4　噪声的抖动度随转速变化关系

Fig.4　The fluctuation strength of noise and rotational speed

为了确认 2.00 阶和 2.24 阶噪声的调制造成了车内噪声波动感，这里采用了高保真的声音回放设备对车内噪声进行了回放并同时进行主观评价，如图 5 所示。该设备具有滤波功能，可以滤除指定频带或者指定阶次的声音。主观评价的打分标准见表 1。

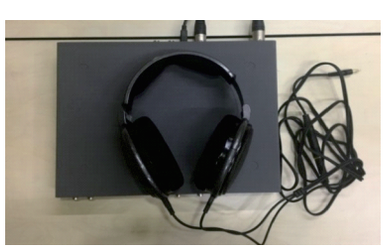


图 5　高保真的声音回放系统

Fig.5　High fidelity sound playback system

表 1　主观评价的打分标准

Tab.1　Criterion of subjective evaluation

客户满意度	评分	现象描述
完全满意	10	所有用户都感知不到
	9	只有经过专业训练才能感知到
非常满意	8	只有敏感的用户才能感知到
基本满意	7	所有用户都能感知到,但不认为是问题
	6	有一些用户感到烦扰
不满意	5	所有用户感觉到烦扰
很不满意	4	所有用户都感觉到不满意
	3	所有用户都感觉到很大的不满意
	2	所有用户都无法容忍
	1	所有用户都不可接受

由汽车振动噪声开发工程师和用户在内的 5 名主观评价人员对原状车内噪声进行主观评价,其评价结果均低于 5 分。在滤除 2.24 阶段的噪声后,车内噪声的波动感明显降低,声品质得到很大的改善,主观评价的结果均在 7 分以上,为基本满意或非常满意。此结果证明了 2.00 阶与 2.24 阶噪声的调制是引起车内噪声抖动感的根本原因。

2　噪声源分析

为了研究车内 100～120 Hz 频率范围内车内噪声的来源,这里从激励源头和响应特性两个方面开展了研究工作。

2.1　车身响应特性测试

首先对车身的噪声传递函数(noise transfer function,简称 NTF)进行了测试。NTF 是单位激励力作用下车内的噪声响应,单位为 dB/N,其大小表征了车身在外界激励作用下对噪声响应的敏感程度。

试验是在墙面经过吸声处理的房间内进行的,拆除汽车底盘和动力系统,用弹性装置将车身支撑起来。用力锤激励车身的主要载荷输入点(动力总成悬置以及悬架系统的接附安装点),在驾驶员耳旁采集车内的噪声响应。车身 NTF 测试现场如图 6 所示。

图 7 为发动机悬置位置 z 向(垂直方向)到驾驶员耳旁的 NTF 测试结果。由图可见,NTF 曲线上 65～70 Hz 以及 100～120 Hz 范围内存在峰值,其中后者的频率范围与主观评价抱怨的频率段相吻合(图 2),幅值约为 58 dB/N。此结果说明车身在该频率范围内对激励力较为敏感,在动力总成或其他外界激励下容易产生车内的噪声响应。

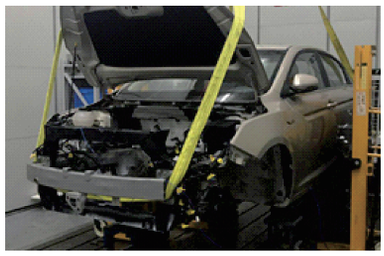


图 6　车身 NTF 的测试现场

Fig.6　The test of car body NTF

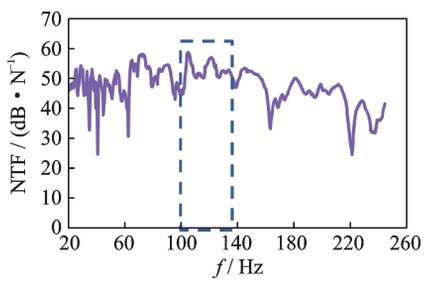


图 7　发动机悬置到车内 NTF 测试结果

Fig.7　The test result of NTF from engine mount to interior

2.2　激励源的分析

该车型搭载的发动机为四缸四冲程汽油机。其主要激励力为往复惯性力和扭矩波动,均为 2.00 阶。因此,车内噪声的 2.00 阶噪声成分是来自于发动机的激励。

2.24 阶的噪声也存在随发动机转速变化而成比例变化的特征,因此认为该阶次的噪声主要来自于车辆的驱动系统。

驱动系统在某一档位下的旋转阶次 n 为

$$n=\frac{1}{z_i z_m}$$

其中:z_i 为变速器第 i 档的速比;z_m 为变速器主减速器的速比。

这里:z_5=0.763;z_m=4.657。因此,在车辆 5 档行驶时驱动系统(车轮/轮胎)激励的基础阶次为 0.28 阶。

图 8 为车身靠近前减震器安装点位置的振动加速度测试结果。由图 8 可见:该测点位置振动加速度的主要成分为发动机的 2.00 振动,但也同时存在着 0.28 阶及其高阶谐波,其中 0.28 阶与车轮的转频高度吻合,为驱动系统的基础阶次;而 2.24 阶的振动成分为其 8 次谐波。由此可以判断车内噪声的 2.24 阶成分来自于车轮旋转的高阶振动。

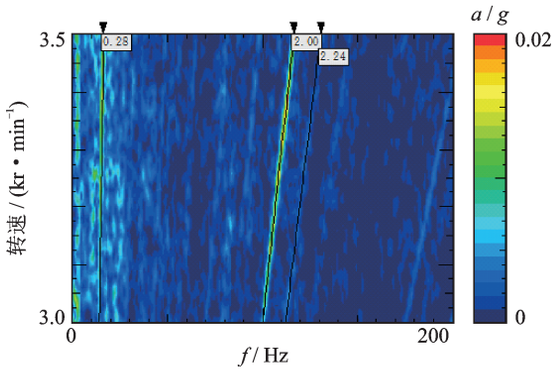


图 8 车身振动加速测试结果

Fig.8 The test result of car body vibration acceleration

3 改进和验证

3.1 轮胎的不均匀性与车内噪声

研究结果表明,轮胎的不均匀性与车内噪声和振动现象密切相关[8]。通常评价轮胎均匀性的指标包括:轮胎的径向尺寸偏差、轮胎的不平衡量、轮胎的锥度效应、轮胎的侧向力波动(lateral force variation,简称 LFV)及轮胎的径向力波动(radial force variation,简称 RFV)。轮胎的径向力波动是指轮胎在一定负荷下以一定的转速旋转时,轮胎与接触面之间的径向力的变化。

图 9 为轮胎的径向弹簧模型。如果轮胎周向刚度不均匀,当车轮旋转时,轮辋将受到轮胎的激励而产生周期性的振动,振动通过悬架系统传递到车内产生噪声[9]。同时,轮胎的不均性产生的激励通常具有随着转速增加而增大的特点。

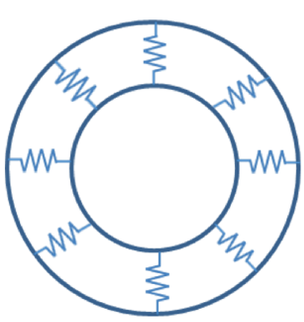


图 9 轮胎径向弹簧模型

Fig.9 The tire model of radial springs

轮胎径向刚度不均匀通常与轮胎的制造工艺有关。由于轮胎橡胶硫化过程通常采用多块拼装的模具,因此模具的尺寸差异、硫化过程的压力、轮胎胚胎的尺寸差异及合模行程不到位等因素都会导致轮胎径向刚度的不均匀,从而导致高阶轮胎径向力波动。文献[10]报道了 8 阶轮胎径向力波动(RFVH8)过大导致的车内噪声问题。

本研究中轮胎的硫化过程也采用了 8 块拼装模具,因此轮胎 8 阶次径向波动是重要的激励力来源。由此推断 2.24 阶的振动噪声是由于轮胎径向刚度均匀性差导致的。

3.2 效果验证

为了验证以上的结论,这里对问题样车的轮胎和无问题的竞品车轮胎进行了均匀性的对比测试。测试参照《GB/T18506—2013 汽车轮胎均匀性试验方法》进行。

测试结果表明:无问题的竞品车 4 个轮胎 RFVH8 最大值为 2.5 N;存在问题的车辆轮胎径向力均匀性较差,其中左前轮的 RFVH8 达到 16.2 N,超过竞品车的 5 倍。

为此,通过测试选择了均匀性更好的轮胎(RFVH8<2.5 N)进行了装车验证。图 10 为更换性能更好的轮胎后 5 档加速车内噪声的谱阵图。

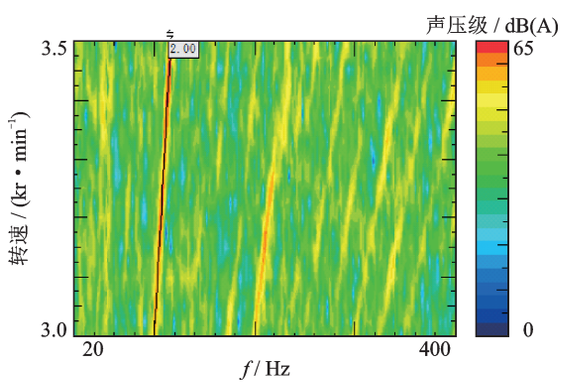


图 10 改进后车内噪声的谱阵图

Fig.10 The colormap of improved interior noise

显然,更换新的轮胎后,加速车内噪声中 2.24 阶的噪声成分消失,主观评价车内噪声的起伏感消失,声品质改善明显。

图 11 为更换轮胎后车内噪声的抖动度随着发动机转速变化曲线。

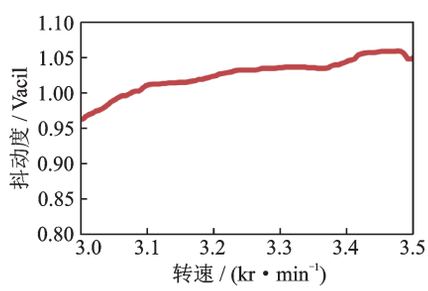


图 11 改进后车内噪声的抖动度

Fig.11 The fluctuation strength of improved noise and rotational speed

更换轮胎后车内噪声的主观评分为7分以上，达到用户基本满意的水平。同时噪声的抖动度明显降低，3 000～3 500 r/min转速范围内车内噪声抖动度的最大值约为1.05 Vacil，与原状态相比(图4)整体下降了0.05～0.20 Vacil左右。车内噪声抖动度的下降与主观评价结果相吻合。

4　结　论

1) 驱动系统的转速与发动机的转速成严格的比例关系，轮胎的高阶径向力波动和发动机2阶激励往往在频率上较为接近，从而导致车内噪声出现调制现象，因此轮胎均匀性对高速车内声品质的影响不容忽视。

2) 调制现象将影响到车内声音品质从而导致乘员抱怨。抖动度这一心理声学参数能够从客观数据上反映噪声调制现象的主观感受及其改善。

参　考　文　献

[1] 舒歌群，王养军，卫海桥，等．汽车车内噪声声音品质的测试与评价[J]．内燃机学报，2007，25(1)：77-83.
SHU Gequn, WANG Yangjun, WEI Haiqiao, et al. Measurement and evaluation of sound quality of interior noise of vehicle carbin [J]. Transactions of CSICE, 2007, 25(1): 77-83. (in Chinese)

[2] ORZECHOWSKI J, SANDHU J, BELOIU D, et al. Modeling and analysis of powertrain NVH with focus on growl noise[J]. SAE International Journal of Engines, 2013, 6(2): 1340-1347.

[3] VEIT J, LANGJAHR P, BRANDL S. Turbocharger noise quality parameters for efficient TC noise assessment and refinement[J]. SAE International Journal of Passenger Cars Mechanical System, 2016, 9(3): 1071-1077.

[4] 杨文英，郝志勇，郑旭，等．轴系扭振诱发的车内异响诊断及优化[J]．振动、测试与诊断，2018，38(2)：401-406.
YANG Wenying, HAO Zhiyong, ZHENG Xu, et al. An investigation and optimization of an abnormal vehicle noise caused by the crankshaft torsional vibration of a gasoline engine[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnose, 2018, 38(2): 401-406. (in Chinese)

[5] 金岩，赵涛．发动机半阶次振动引起的车内声品质问题分析和改进[J]．汽车工程，2020，42(3)：396-402.
JIN Yan, ZHAO Tao. Analysis and improvement of the quality of vehicle interior sound induced by the half order vibration of engine[J]. Automotive Engineering, 2020, 42(3): 396-402. (in Chinese)

[6] 曾发林，胡枫．基于声品质贡献因子的发动机悬置优化[J]．汽车工程，2020，42(5)：628-635.
ZENG Falin, HU Feng. Optimization of the engine mount based on sound quality contribution factor[J]. Automotive Engineering, 2020, 42(5): 628-635. (in Chinese)

[7] EBERHARD Z, HUGO F. Psychoacoustics: facts and models[M]. [S.l.]: Springer, 2006: 247-253.

[8] 何璇．轮胎/车轮均匀性及相关汽车振动分析研究[D]．合肥：合肥工业大学，2015.

[9] 熊冉，黄忠水，梁斌．径向力八次谐波对轮胎高速噪声的影响[J]．轮胎工业，2017，37(1)：8-13.
XIONG Ran, HUANG Zhongshui, LIANG Bin. Effect of eighth harmonic of radial force on noise of tire at high speed[J]. Tire Industry, 2017, 37(1): 8-13.(in Chinese)

[10] 杭柏林，赵明达．轮胎均匀性径向特性参数影响因素的分析[J]．橡胶工业，2011，58(3)：146-150.
HANG Bailin, ZHAO Mingda. Factors affecting radial parameters of tire uniformity[J]. China Rubber Industry, 2011, 58(3): 146-150. (in Chinese)



作者简介：金岩，男，1978年10月生，博士、研究员级高级工程师。主要研究方向为汽车与发动机振动噪声控制。曾发表《发动机半阶次振动引起的车内声品质问题的分析与改进》(《汽车工程》2020年第42卷第3期)等论文。
E-mail：Jinyan@caeri.com.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2022.05.027

渐开线花键副齿侧过盈配合分析与试验验证

胡平果[1]， 刘 凯[2]， 陈晓峰[1]， 马朝锋[2]， 韩川波[1]
（1.蜂巢传动科技河北有限公司传动研究院 保定，071000）
（2.西安理工大学机械与精密仪器工程学院 西安，710048）

摘要 渐开线花键副齿侧过盈配合产生的接触应力和变形会对零件自身精度和使用寿命造成影响，为了确定合理的过盈量，首先，对花键副齿侧过盈的几何原理进行了研究，推导了齿侧过盈径向位移和周向位移的计算公式；其次，用有限元仿真验证了几何原理的准确性；最后，根据齿侧过盈几何原理，对齿毂花键齿侧过盈量为 0.002 0，0.002 2 及 0.002 8 mm 产生的周向应力-应变进行了测试，其有限元仿真结果与试验测试结果误差分别为 4.9%，7.6% 和 7.1%。研究结果表明理论分析符合实际情况，提出的计算方法为渐开线花键副齿侧过盈参数设计提供了理论依据。

关键词 渐开线花键；过盈配合；应变测试；齿侧过盈
中图分类号 TH122

引 言

渐开线花键齿侧过盈具有结构简单、自动定心性好及承载能力高，承受变载和冲击的性能好等优点[1]。变速器的频繁换档给同步器造成不断冲击，渐开线齿侧过盈借助渐开线的几何特征及过盈的固联特性，降低了同步器各部件受到变载冲击的损伤，提升了变速过程中的传动精度。渐开线花键副齿侧过盈配合产生的接触应力和变形对零件自身精度和使用寿命造成影响，为了合理设计过盈量，对渐开线花键副齿侧过盈的几何原理及装配过程中产生的应力-应变进行研究，有助于提升变速器零部件之间的传动精度、使用寿命及同步器换档平顺性。

有关渐开线花键连接及过盈配合，广大学者对其做了深入的分析与研究。蒋云帆等[2]分析了过盈量对轴承面支撑刚度的影响。Zhang 等[3]分析了过盈铆接过程中的残余应力分布。王兴远等[4]利用超声波脉对过盈应力分布及连接力进行了预测。文献[5-6]对渐开线花键副的微动磨损、齿形修形及齿面接触压力进行了研究。周洋等[7]研究了过盈对圆弧齿轮加工的影响。曹潇等[8]对过盈配合轮毂轴上的导波特性进行了研究。张鹏飞等[9]推导了多层旋转圆筒过盈配合设计公式。文献[10-11]运用数值模拟法，建立了圆锥过盈的力学模型并对过盈量的承载扭矩进行了研究。王仁超等[12]对电磁式平衡头过盈配合的设计方法进行了研究。Wang 等[13]建立了材料在弹性阶段预测过盈压装曲线的分析方法。

以上文献多是对圆柱过盈、圆锥过盈和渐开线花键副齿面之间存在间隙或是刚好接触的工况下进行的分析，未考虑渐开线花键齿侧过盈的情况。有关渐开线花键齿侧过盈几何原理及齿侧过盈产生的滑移、应力-应变的变化分布研究较少。

首先，笔者分析了渐开线花键齿侧过盈的几何原理，推导了齿侧过盈径向位移和周向位移的计算公式；其次，利用有限元法对渐开线花键齿侧过盈进行了仿真，分析了花键齿侧滑移、应力的变化及其分布；最后，通过同步器齿毂齿侧过盈产生的周向应力-应变进行试验测试，并对测试结果与仿真结果进行了分析，为渐开线花键的设计及相关产品的生产开发提供了借鉴。

1 齿侧过盈几何原理与有限元法计算

图 1 为渐开线花键副齿侧过盈装配受力示意图。由图可见，渐开线花键齿侧过盈在装配过程中，内外花键受到轴向方向的压装力 F，内花键齿形 ef 受到垂直于齿面向外的压力，外花键齿形 cd 受到垂直于齿面向内的压力，最终两齿面紧密贴合在一起，在结合面 ab 上产生结合压力，其方向垂直于齿侧。

收稿日期：2020-09-24；修回日期：2020-12-19

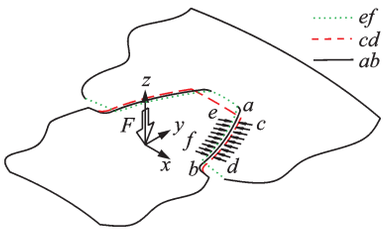


图 1　花键副齿侧过盈装配受力示意图

Fig.1　Assembly force diagram of spline pair tooth flank interference

由于在生产实践过程中存在加工误差，因此在分析渐开线齿侧过盈几何原理前，作如下的假设：①材料处于弹性范围内，结合压力产生的齿侧变形与应力之间是线性的；②内外花键齿形在装配后结合面仍是一条理想的渐开线齿形，不考虑齿面间的相互摩擦对齿形造成的影响。

1.1　渐开线齿侧过盈几何原理

由图 1 所示，渐开线齿侧过盈是指大齿厚的外花键装配到小齿槽宽的内花键中，其过盈量等于内花键齿槽两侧齿面总压缩量与外花键齿厚两侧齿面总压缩量之和，其计算公式为

$$\Delta = E_{\min} - S_{\max} = 2(\Delta_1 + \Delta_2) \tag{1}$$

其中：Δ 为花键副过盈量；$S_{\max}$ 为外花键最大齿厚；$E_{\min}$ 为内花键最小齿槽宽；Δ_1 为内花键单侧压缩量；Δ_2 为外花键单侧压缩量。

Δ 为负值时表示花键副齿面间的配合为过盈，为正值表示齿面之间为间隙。

图 2 为渐开线内花键齿形过盈前后位置关系。由图可见，渐开线 ef 为压装前内花键右侧齿形，渐开线 ab 为压装后齿形，点 M 为齿形 ef 任意半径圆上的点，点 P 为 M 点与基圆的切点，M' 点为 M 点受挤压变形后偏移到齿形 ab 上的点，m 为 OM' 与任意半径圆的交点，M'' 为齿形 ab 与任意半径圆的交点。则 PM 为渐开线 ef 在 M 点的发生线，$P''M''$ 为渐开线 ab 在 M'' 的发生线。

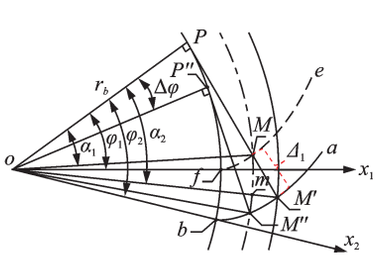


图 2　渐开线内花键齿形过盈前后位置关系

Fig.2　Position relationship of involute inner spline before and after tooth profile interference pressing

在压装过程中，M 点受到垂直于 ef 的挤压力，压力方向与发生线 PM 重合，当上述假设条件均成立时，则 P，M，M' 这 3 点在同一条直线上，即 $M'M$ 为内花键单侧压缩量，$M'M = \Delta_1$。

齿形 ef 的方程式可表示为

$$\begin{cases} x_1 = r_b(\cos\varphi + \varphi\sin\varphi) \\ y_1 = r_b(\sin\varphi - \varphi\cos\varphi) \end{cases} \tag{2}$$

由图 2 可知：$PM = r_b\varphi_1 = Pf$，$PM' = r_b\varphi_2 = Pb$，则 $M'M = PM' - PM = r_b(\varphi_2 - \varphi_1) = r_b\Delta\varphi = fb$，$\Delta\varphi = \dfrac{M'M}{r_b} = \dfrac{\Delta_1}{r_b}$。

根据坐标系变换法则，齿形 ab 可通过 ef 逆时针旋转 $\Delta\varphi$ 获得，其方程式可表示为

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\Delta\varphi & \sin\Delta\varphi \\ -\sin\Delta\varphi & \cos\Delta\varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} \tag{3}$$

$$\begin{cases} x_2 = r_b[\cos(\varphi - \Delta\varphi) + \varphi\sin(\varphi - \Delta\varphi)] \\ y_2 = r_b[\cos(\varphi - \Delta\varphi) - \varphi\sin(\varphi - \Delta\varphi)] \end{cases} \tag{4}$$

以原齿形 ef 上任意点 M 为研究对象，齿形过盈量 Δ_1 可分解为径向方向上的位移量 Δr（即线段 mM'）和沿周向方向上的位移量 $\Delta\varphi$（即圆弧 Mm）。当过盈量已知时，由于齿形 ef 参数为已知条件，齿形 ab 由式(4)计算求得，可以根据渐开线几何原理求得过盈在周向和径向方向的位移表达式。

齿侧过盈装配后的径向位移分量为

$$\Delta r = OM' - OM \tag{5}$$

其中：$OM' = \dfrac{r_b}{\cos\alpha_2}$；$OM = \dfrac{r_b}{\cos\alpha_1}$；$\alpha_2$ 为 M' 点压力角；α_1 为 M 点压力角。

利用渐开线展角与压力角之间的关系，推出 α_2 与 α_1 之间的关系式，即

$$\alpha_2 = \arctan\left(\tan\alpha_1 + \frac{\Delta_1}{r_b}\right)$$

将径向位移分量方程转化为只含已知条件的参变量 α_1 的方程，则

$$\Delta r = \frac{r_b}{\cos\left[\arctan\left(\tan\alpha_1 + \dfrac{\Delta_1}{r_b}\right)\right]} - \frac{r_b}{\cos\alpha_1} \tag{6}$$

齿侧过盈装配后的周向位移分量为

$$\Delta\varphi = OM \angle MOm = \frac{r_b}{\cos\alpha_1}(\alpha_2 - \alpha_1)$$

周向位移分量方程转化为只含已知条件参变量 α_1 的方程为

$$\Delta\varphi = \frac{r_b}{\cos\alpha_1}\left[\arctan\left(\tan\alpha_1 + \frac{\Delta_1}{r_b}\right) - \alpha_1\right] \tag{7}$$

根据式(6)和式(7)计算出渐开线内花键在装配过程中,产生的周向位移分量和径向位移分量。图3为某一过盈量下内花键在不同半径上产生的周向和径向位移,可以看出周向位移分量大于径向位移分量,周向位移分量随着花键半径的不断增大而不断减小,径向位移分量随着花键半径的不断增大而增大。渐开线齿侧过盈所具备的以上几何特性,为花键副在扭矩和轴向力组合工况下,避免了零件的周向打滑和轴向窜动。

外花键齿侧过盈几何原理与齿毂内花键齿形相同。

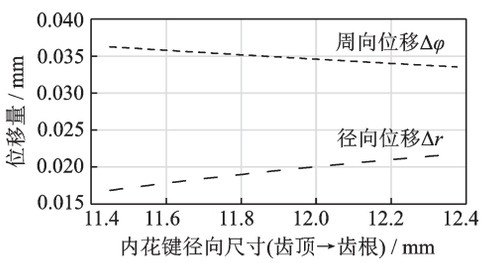


图3　齿侧过盈的周向与径向位移分量

Fig.3　Circumferential and radial displacement components of tooth flank interference

1.2　渐开线齿侧过盈有限元法计算

由于内外花键在装配过程中,轴向两端不封闭,齿形方向上可认为轴向应力等于零,内外花键的装配可以简化成二向应力状态进行分析。

为了验证上述理论计算的正确性,在ANSYS软件中对二维渐开线花键副齿侧过盈进行仿真计算。

根据表1内外花键几何参数创建几何模型并对其进行离散,分别固定外花键内孔和内花键外圆,内外花键齿侧分别做摩擦接触,摩擦因数为0.1,根据式(1)计算花键实际过盈量,并在接触界面中添加过盈。渐开线为非线性曲线,模型网格划分的疏密直接影响计算结果,为了降低模型网格对齿形造成的误差,内外花键齿形共用同一条渐开线,即压装后内外花键几何模型与边界条件如图4所示。

表1　内外花键主要参数表

Tab.1　Main parameters of internal and external spline

参数	内花键	外花键
齿数	24	24
模数	1	1
压力角/(°)	30	30
实际最大齿厚S_{max}/mm	—	1.72
实际最小齿槽宽E_{min}/mm	1.68	—
齿顶圆直径/mm	22.90	24.76
齿根圆直径/mm	25.20	22.40
材料	42Cr	20CrMnTi
弹性模量/MPa	2.0×10^5	2.1×10^5
泊松比	0.30	0.30
密度/(kg•m^{-3})	785 0	785 0

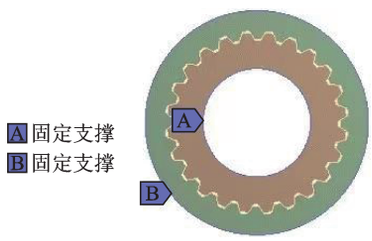


图4　内外花键几何模型与边界条件

Fig.4　Geometric model and boundary condition of inner and outer spline

通过有限元仿真计算,获得内花键右侧过盈齿形,如图5所示,图6为齿顶局部放大图。其中:实线*ef*为内花键未加过盈前齿形;点虚线*ab*为过盈后有限元计算仿真齿形;虚线*a′b′*为式(4)计算获得的理论齿形。从图5和图6中可以看出,齿形*ab*与齿形*a′b′*几乎重叠,齿形*ab*沿*a′b′*方向产生了微小偏移,产生偏移的主要原因为式(4)没有考虑摩擦力对齿形产生的影响,因此内外花键在压装过程中齿面之间存在微小滑移,同时也表明渐开线齿侧过盈几何原理推导的公式是准确的。

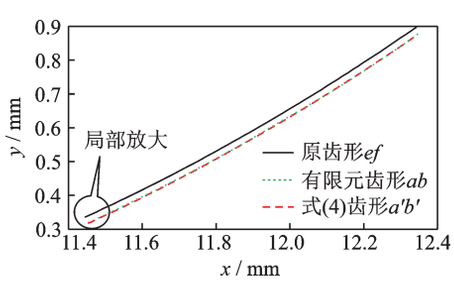


图5　内花键齿形位置关系

Fig.5　Position relation of internal spline tooth profile

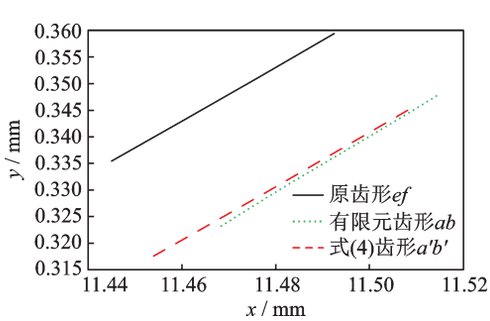


图6　内花键齿顶局部放大图

Fig.6　Partial enlarged of internal spline tooth top

上述分析表明，受摩擦力的影响，内外花键在装配中齿面之间存在滑移。利用有限元法仿真计算了不同摩擦因数在同一过盈量下内花键齿侧的滑移量、径向应力及周向应力变化趋势，其取值方向为沿渐开线齿从齿顶到齿根的网格点，如图 7～10 所示。

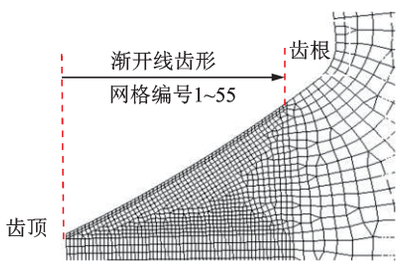


图 7　内花键有限元网格编号

Fig.7　Internal spline finite element mesh number

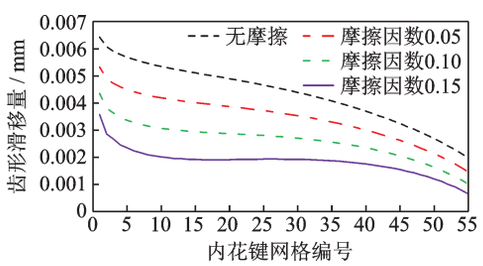


图 8　内花键不同摩擦因数齿侧滑移量分布图

Fig.8　Distribution diagram of internal spline tooth side slip with different friction coefficients

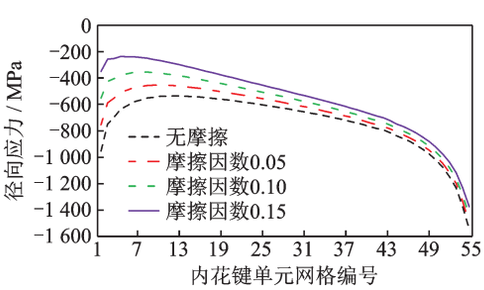


图 9　内花键不同摩擦因数径向应力分布图

Fig.9　Radial stress distribution diagram of internal spline with different friction coefficients

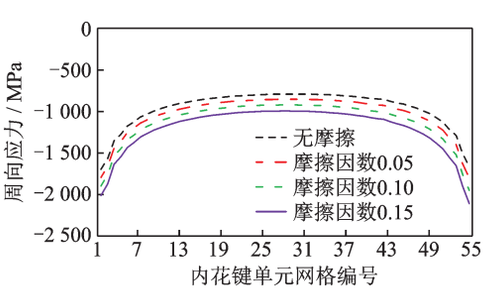
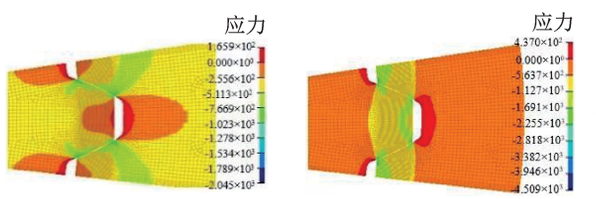


图 10　内花键不同摩擦因数周向应力分布图

Fig.10　Circumferential stress distribution diagram of internal spline with different friction coefficients

从图 8～10 中可以看出，滑移量随着摩擦因数的不断增大而减小，最大滑移量发生在内花键齿顶；内花键径向应力与周向应力均为负值，表示内花键处于受压状态，径向应力随着摩擦因数的不断增大而降低，周向应力随着摩擦因数的不断增大而升高，内花键的径向应力和周向应力均出现两头高中间低的现象。

图 11 为花键副径向应力和周向应力云图。红色区域应力为正值，表示处于拉伸状态，主要集中在内外花键齿根倒角位置。云图中深蓝色区域主要集中在内外花键齿顶接触区域，出现在此区域的主要原因是由于结构的突变引起应力值急剧增加。



(a) 径向应力云图　(b) 周向应云图

(a) Radial stress contour　(b) Circumferential stress contour

图 11　内外花键径向和周向应力

Fig11　Radial and circumferential stress of inner and outer spline

2　齿毂齿侧过盈装配试验与仿真

工程实践中测试零件的应力-应变通常采用变阻式应变片传感器，当被测零件受压或受拉时，应变片将产生等量变形，从而引起电阻变化。在进行应力-应变测试过程中，直流电桥将传感器电阻的变化转换为电压信号，电压信号再经过数据采集系统的采样与滤波转换，最终传输到电脑端。

2.1　试验方法及要求

由于渐开线花键自身结构的原因，在装配过程中无法通过粘贴传感器来直接测量花键副过盈产生的应力-应变，通过对渐开线齿侧过盈的几何原理分析，可以借助齿毂自身结构来测量过盈产生的单向应力-应变，来间接验证齿侧过盈几何原理和有限元仿真的准确性。

从图 3、图 9 和图 10 中可以看出，渐开线齿侧过盈产生的周向位移大于径向位移，在相同摩擦因数下，周向应力明显高于径向应力，以上表明了内外花键在装配过程中，周向方向的敏感度高于径向，在试验过程中更易于获取试验数据。

应变片传感器粘贴位置的选择是保证试验能否

成功的关键因素，首先，避开零件的边缘处即结构突变位置，从图11应力云图看出，在仿真过程中结构突变容易引起应力急剧升高；其次，粘贴位置曲率半径越大传感器翘曲的概率越低，更易于保障粘贴质量。

本次试验选择在齿毂卡爪定位窗底部对齿侧过盈产生的周向应力-应变进行试验测量，应变片传感器电阻值为120 Ω，其粘贴位置如图12所示。

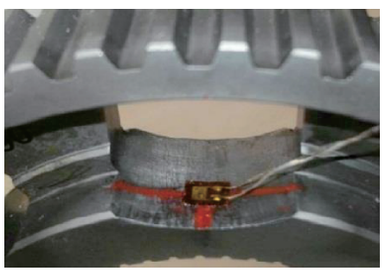


图12 应变片粘贴位置

Fig.12 Sticking position of strain gauge

图13为传感器在装配过程中的应力状态，AB为装配前状态，$A'B'$为装配后的状态。在装配过程中测量位置在径向方向上受压，在周向方向受拉，其周向应力与测量点相切，并与传感器存在一个夹角θ，此时的测量应力σ_c与周向应力σ_φ存在如下关系

$$\sigma_c = \sigma_\varphi \cos\theta$$

当测量位置发生微小变化时，θ近似等于零，测量应力与零件周向应力相等。

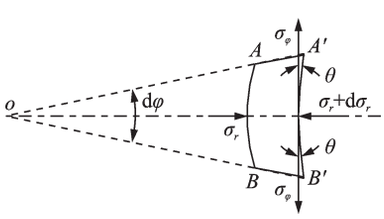


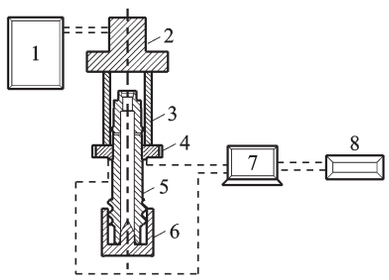
图13 装配过程中传感器位置应力状态

Fig.13 Stress state of sensor position during assembly

图14为齿毂齿侧过盈装配测试示意图，本次试验压力机使用了精密数控伺服压力机，其具有良好的人机控制界面，并能自动生成冲头的压力、位移实时数据曲线，位移精度为0.01 mm。eDAQ数据采集系统将电压信号进行放大、采样、滤波、放大、AD转换、快速傅里叶变换及快速傅里叶逆变换处理，最终获得齿毂装配过程的周向应变值。

为了保证齿毂与花键轴在装配过程中材料处于线性阶段，对内外花键副的加工进行了严格控制。试验分别测试了3组不同过盈量的内外花键副，其齿侧实际过盈量分别为0.002 0，0.002 2和0.002 8 mm，有关加工要求及齿侧过盈量计算均按照DIN5480—2006执行。

如图14所示，在装配开始前，调整冲头与试件的位置，确保冲头中心线与花键轴中心线在同一直线上，避免冲头倾斜影响测试结果。试验设备与齿毂应力-应变测试如图15所示。



1-压力机控制台；2-压力机冲头；3-套筒；4-齿毂；5-轴；6-定位块；7-eDAQ数据采集系统；8-电脑

图14 齿毂齿侧过盈装配测试示意图

Fig.14 Schematic diagram of tooth side interference assembly test for hub

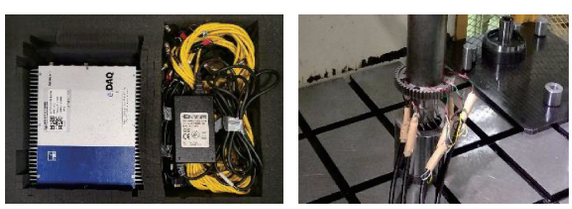


图15 试验设备与齿毂应力-应变测试

Fig.15 Test equipment and hub stress-strain test

2.2 齿毂装配仿真与结果对比

对齿毂与轴的内外花键装配进行有限元瞬态仿真分析，需对其模型进行简化，齿毂与轴装配仿真加载和边界条件如图16所示，将轴进行固定，套筒顶端加载轴向位移，试验获得的冲头位移-时间作为位移输入条件，套筒与齿毂之间做摩擦接触，内外花键之间做过盈摩擦接触，摩擦因数为0.1，齿毂与轴的材料如表1所示。为了保证仿真模型的收敛，内外花键之间做0.5 mm的初始接触，即1个单元网格尺寸。

图17～19为3组齿毂与花键轴的装配试验测试结果与有限元仿真结果的对比，装配试验测试结果

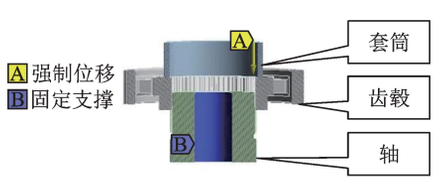


图16 齿毂与轴装配仿真加载和边界条件

Fig.16 Simulation loading and boundary conditions of hub and shaft assembly

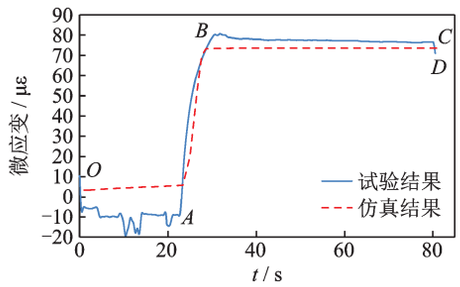


图 17　过盈量 0.002 0 应变测试与仿真结果对比

Fig.17　Comparison of strain test and simulation results with interference value 0.002 0

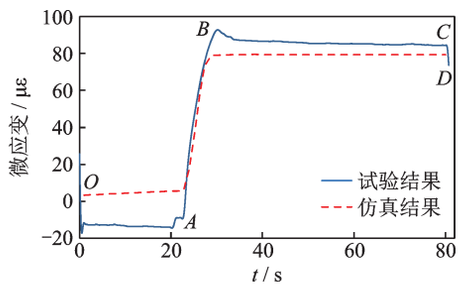


图 18　过盈量 0.002 2 应变测试与仿真结果对比

Fig.18　Comparison of strain test and simulation results with interference value 0.002 2

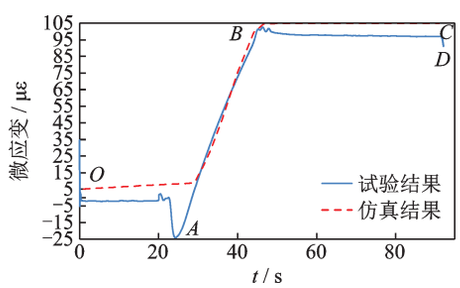


图 19　过盈量 0.002 8 应变测试与仿真结果对比

Fig.19　Comparison of strain test and simulation results with interference value 0.002 8

中：*OA* 段因花键副接触不稳定，处于自动定心中；*AB* 段花键副接触状态稳定后，应变随着齿毂的移动迅速上升，在 *B* 点处齿毂压装到位；*BC* 段齿毂产生小的冲击，应变出现峰值，齿毂稳定后，应变值开始回落并逐渐趋于稳定，本阶段为整个装配过程的最终应变，最终取值为应变平稳后的平均值；*CD* 段为冲头撤销压力时对齿毂应变造成的影响。

由于有限元瞬态仿真的装配试验条件均为理想状态，最终对试验结果的 *OA*，*AB*，*BC* 阶段进行了仿真。从图中可以看出，仿真应变曲线与试验测试应变曲线变化趋势一致，并存在一定误差，不同过盈量试验与仿真结果误差对比如表 2 所示。由表可见，最终应变值的误差分别为 4.9%，7.6% 和 7.1%。

表 2　不同过盈量试验与仿真结果误差对比表

Tab.2　Error comparison table between test and simulation results in different interference value

过盈量/mm	微应变/με		误差/%
	试验结果	仿真结果	
0.002 0	77.1	73.5	4.9
0.002 2	85.4	79.4	7.6
0.002 8	97.5	105.0	7.1

仿真结果与试验测试结果的误差主要来源于以下 3 个方面。

1）内外花键加工误差。内外花键在加工过程中，由于机械设备的振动导致渐开线齿形、齿向与理论齿形、齿向存在误差。

2）运算与测量误差。如图 13 所示，由于零件结构存在一定曲率，使得测量值与仿真值存在误差。

3）应变片传感器粘贴误差。在人为手动粘贴应变片过程中，零件上虽然存在引导线，但视觉误差仍然存在。

从图 17～19 的对比中可以看出，*OA* 阶段由于花键副的自动定心，应力波动较大，而仿真模型在此阶段存在初始接触，应变值一直保持平稳的拉伸状态；在 *AB*，*BC* 两个阶段，仿真结果与试验测试结果比较吻合，仿真能够反映出压装过程的应力-应变状态。

3　结　论

1）齿侧过盈产生的周向位移大于径向位移，周向位移随着花键半径的不断增大而减小，径向位移随着花键半径的不断增大而增大。

2）利用有限元仿真了渐开线齿侧过盈配合，仿真结果与推导公式的齿形曲线几乎重叠，并获得了花键齿侧滑移、应力的变化趋势及其分布；

3）根据渐开线齿侧过盈几何原理，对齿毂花键齿侧过盈产生的周向应力-应变进行了试验测试，其有限元仿真与试验测试的应变曲线变化趋势一致，并存在一定误差，过盈量为 0.002 0，0.002 2 及 0.002 8 mm 所对应的应变值误差分别为 4.9%，7.6% 和 7.1%，为渐开线花键副齿侧过盈参数设计及相关产品的生产开发提供了理论依据。

参　考　文　献

[1]　许定奇，孙荣文．过盈联结的设计、计算与装拆[M]．北京：中国计量出版社，1992：2-5.

[2] 蒋云帆,廖明夫,陈静,等. 发动机轴承装配条件对支承刚度的影响[J]. 振动、测试与诊断,2020,40(2):348-354.
JIANG Yunfan, LIAO Mingfu, CHEN Jing, et al. Support stiffness dependent on aero-engine bearing assembly conditions[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis,2020,40(2):348-354. (in Chinese)

[3] ZHANG X, JIANG H, LUO T, et al. Theoretical and experimental investigation on interference fit in electromagnetic riveting[J]. International Journal of Mechanical Sciences,2019,156:261-271.

[4] 王兴远,王跃,娄志峰,等. 过盈配合应力分布超声测量与连接力预测[J]. 推进技术,2019,40(12):2827-2836.
WANG Xingyuan, WANG Yue, LOU Zhifeng, et al. Ultrasonic measurement of stress distribution and connection force prediction for interference fit[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(12): 2827-2836. (in Chinese)

[5] 薛向珍,霍启新,郑甲红,等. 基于齿向修形的航空渐开线花键副抗微动磨损研究[J]. 中国机械工程,2019,30(20):2447-2455,2479.
XUE Xiangzhen, HUO Qixin, ZHENG Jiahong, et al. Investigation on improving fretting wears of aeroengine involute spline couplings based on tooth profile modification[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(20): 2447-2445,2479. (in Chinese)

[6] 胡娟娟,胡检发,谭援强,等. 渐开线花键副齿廓修形研究[J]. 机械强度,2018,40(1):138-144.
HU Juanjuan, HU Jianfa, TAN Yuanqiang, et al. Research on profile modification of involute spline coupling[J]. Journal of Mechanical Strength, 2018, 40(1): 138-144. (in Chinese)

[7] 周洋,丁力,牛鹏辉,等. 过盈配合下圆弧齿轮加工方法研究[J]. 北京理工大学学报,2018,38(11):1120-1125.
ZHOU Yang, DING Li, NIU Penghui, et al. Study on the machining process of circular arc gear with interference fit[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2018,38(11):1120-1125. (in Chinese)

[8] 曹潇, 李富才. 高铁轮对过盈配合下导波传播特性[J]. 上海交通大学学报, 2018,52(8):891-897.
CAO Xiao, LI Fucai. Guided waves propagation in high-speed train axle and wheelset with interference fit[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2018, 52(8):891-897. (in Chinese)

[9] 张鹏飞, 王志恒, 席光. 多层高速旋转过盈配合圆筒的应力分析及径向尺寸优化设计方法研究[J]. 工程力学, 2018, 35(10): 212-221.
ZHANG Pengfei, WANG Zhiheng, XI Guang. Study on stress analysis method and radial size of optimization design method for multi-layer high speed rotating shrink-fitted cylinders[J]. Engineering Mechanics, 2018, 35(10): 212-221. (in Chinese)

[10] YU K H, YANG X. Torque capacity and contact stress analysis of conical interference fit shrink disc of wind turbine[J]. Multidiscipline Modeling in Materials and Structures, 2018,14(1): 189-199.

[11] 王钰文,丁俊,邓兴平,等. 圆锥过盈联接几何参数对其接触面微动损伤的影响[J]. 武汉科技大学学报,2017,40(2):127-131.
WANG Yuwen, DING Jun, DENG Xingping, et al. Influence of geometrical parameters of tapered interference connection on fretting damage of contact surface[J]. Journal of Wuhan University of Science and Technology,2017,40(2):127-131. (in Chinese)

[12] 王仁超, 胡勇, 周桐, 等. 电磁式自动平衡头过盈配合设计方法[J]. 振动、测试与诊断,2017,37(1):163-168.
WANG Renchao, HU Yong, ZHOU Tong, et al. Design method of interference fits in automatic electromagnetic balancer[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(1): 163-168. (in Chinese)

[13] WANG X Y, LOU Z F, WANG X D, et al. A new analytical method for press-fit curve prediction of interference fitting parts[J]. Journal of Materials Processing Technology,2017,250:16-24.



第一作者简介:胡平果,男,1981年12月生,硕士、工程师。主要研究方向为变速器同步疲劳耐久与有限元仿真分析等。曾发表《ZA型双导程蜗杆的数字化建模》(《机械传动》2015年第39卷第1期)等论文。
E-mail:229810383@qq.com

通信作者简介:刘凯,男,1957年11月生,教授、博士生导师。主要研究方向为机械传动理论与应用、现代机械传动技术及车辆工程等。
E-mail:Kliu@mail.xaut.edu.cn

Deep Learning Based Industrial Equipment Prognostics and Health Management: a Review

LI Yanfu, *HAN Te*
(Department of Industrial Engineering, Tsinghua University Beijing, 100084, China)

Abstract With the rapid development of the internet of things and communication technology, a large amount of real-time operation data in modern industrial equipment are monitored, promoting the equipment prognostics and health management into the era of big data. Facing the challenge of the uncertainty, low value density, multi-source heterogeneous characteristics of the monitoring data, it is difficult to adaptively capture the weak fault characteristics contained in the data. In recent years, as a research hotspot in the field of machine learning, deep learning theory has received widespread attention from academia and industry, and the related researches and applications on industrial equipment prognostics and health management (PHM) have emerged, injecting fresh blood to this field. To this end, this paper reviews the development of industrial equipment prognostics and health management technology; and reviews the research results achieved by deep learning from three aspects: anomaly detection, fault diagnosis and fault prediction; discusses the hot topics of deep learning in the current industrial equipment prognostics and health management; analyses the challenges faced in engineering practice, and discusses the effective measures to cope with these challenges.Finally, the future development trends to address these challenges are discussed.

Keywords industrial equipment; deep learning; fault diagnosis; prognostic and health management

Design and Parameters Analysis on the Coupled Helmholtz Resonance Muffler

HAN Lei, *JI Hongli*, *QIU Jinhao*
(State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

Abstract This paper proposes a mechanically coupled resonance muffler on the base of a traditional Helmholtz resonator, which can improve the acoustic performance of the traditional one. The resonator has a flexible panel decorated with asymmetric mass blocks installed in its cavity, which divides the cavity into two. The incident acoustic wave excites the vibration of the flexible plate, which makes the plate coupled with the upper and lower cavities to form a new two-degree-of-freedom system, and splitting the resonant peak of the traditional Helmholtz resonator into two. Based on the theoretical analysis of the simplified coupled resonance muffler, mass blocks are added to the flexible plate to make its vibration behavior more adjustable. Meanwhile, the influences of the structural parameters on the acoustic characteristics of the muffler are analyzed qualitatively by a finite element analysis software. Finally, experimental studies are carried out to verify the validity of the above works.

Keywords coupled Helmholtz resonator muffler; flexible plate; mass blocks; two transmission loss peaks; structural parameters analysis

Dynamic Performance of Mega-Sub Structural System Under Near-Fault Ground Motions with Velocity Pulse

LI Xiangxiu[1], *WANG Yao*[2], *TAN Ping*[2], *ZHANG Ying*[2], *LIU Aiwen*[1]
(1. Institute of Geophysics, China Earthquake Administration Beijing, 100081, China)
(2. Earthquake Engineering Research & Test Center, Guangzhou University Guangzhou, 510405, China)

Abstract A shaking table test model of a mega-sub structural system is carried out in order to study the dynamic

performance of this system when subjected to near-fault ground motions with velocity pulse. Test specimens are designed and produced, called aseismic model and isolation model, respectively. Two groups of actual strong motion records with velocity pulse and corresponding synthetic time histories with same response spectra and without velocity pulse are used as ground motion inputs. Moreover, the simulation analyses of the test models are carried out by SAP2000 software. Numerical simulation results are compared with the experimental results. The results shows that there are some differences between the numerical and experimental results, but the trends are consistent with each other. Both simulated and experimental results demonstrate that the seismic responses of the mega-sub aseismic system and mega-sub isolation system under ground motions with velocity pulse are greater than that without velocity pulse. In addition, the responses of the mega-sub isolation system are less than that of the mega-sub aseismic system, and it has good shock absorption effect.

Keywords velocity pulse; dynamic performance; mega-sub structural system; damping effect

Adaptive Smith Feedback Time Delay Control of Active Suspension with Electro Hydrostatic Actuator

KOU Farong, *ZHANG Hailiang*, *XU Jia'nan*, *TIAN Haibo*, *PENG Xianlong*
(School of Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology Xi'an, 710054, China)

Abstract In order to improve the damping effect of active suspension with electro hydrostatic actuator (EHA) under time-varying delay, an adaptive Smith feedback time delay control strategy is proposed. Firstly, an EHA active suspension model with time delay is established, the relation between controllable damping and critical delay is obtained by combining the theory of delay differential equation, and the influence of the critical delay on the dynamic characteristics of suspension system is analyzed. Secondly, the optimal feedback coefficient and time lag obtained by genetic algorithm are used as the compensation reference, and the adaptive Smith feedback time delay control is used to compensate the main force of time delay. Finally, the dynamic characteristics of the suspension under the control strategy are simulated, and the time-delay control bench test of the EHA active suspension is carried out. The results show that the dynamic characteristics of the suspension under the adaptive Smith feedback time delay control is reduced, which effectively reduces the influence of the time delay on the EHA active suspension.

Keywords electro hydrostatic actuator (EHA); active suspension; stability analysis; adaptive; time delay control

Diagnosis Method of Cumulative Damage Probability for Metal and Non-metal Structure

ZHANG Sainan, *HU Weiwei*, *BAO Qiao*, *WANG Qiang*
(College of Automation & College of Artificial Intelligence, Nanjing University of Posts and Telecommunications Nanjing, 210023, China)

Abstract The basic mechanism of diagnosing the regional damage and the probability damage diagnosis method are studied for metal and non-metal structures. Firstly, the characteristic parameter of the structure-sensor electromechanical impedance spectrum is extracted based on the principle of electromechanical coupling. The sparse sensing array is used to obtain the correspondence between the cumulative degree of damage and the characteristic parameter. Secondly, a Gaussian probability diagnosis model for the cumulative degree of damage is conducted. With a few sensors, the damage area and the cumulative degree can be determined. The experimental results

shows that the damage characteristic parameter significantly changes with the propagation of the damage. The damage area and the cumulative degree of damage can be detected well.

Keywords structural health monitoring; metal and non-metal structure; cumulative degree of damage; piezoelectric impedance; probability diagnosis

Force Identification for Nonlinear Systems Based on Neural Network and Subspace Method

PANG Zhiya[1,2], *MA Zhisai*[1,2], *DING Qian*[1,2]

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin University Tianjin, 300350, China)

(2. Tianjin Key Laboratory of Nonlinear Dynamics and Control Tianjin, 300350, China)

Abstract The identification process based on time-domain nonlinear subspace is cumbersome under different excitation level tests due to the difficulty in selecting the nonlinear description functions. Nonlinear restoring force data reconstructed by time domain nonlinear subspace method and nonlinear response data measured at the nonlinear position under different excitation levels are used to train the neural network model, which is then used to equivalently represent the response-nonlinear restoring force mapping relationship. As a result, the identification process is no longer dependent on the system models. In other words, the nonlinear restoring force can be obtained as long as the response at the nonlinear position is measured, which significantly improves the computational efficiency. Furthermore, a force identification method based on neural network and subspace method is proposed to deal with the problem that the external force of nonlinear system is difficult to measure. The effectiveness and feasibility of the proposed force identification method are verified via numerical and experimental studies of systems with clearance nonlinearity.

Keywords subspace identification; neural network; force identification; clearance nonlinearity

Dynamic Characteristics Analysis of Box Girder Bridges with Corrugated Steel Webs

JI Wei[1], *HU Shihao*[1,2], *QI Zhenfeng*[2], *LUO Kui*[3], *ZHANG Jingwei*[1]

(1. College of Civil Engineering, Lanzhou Jiaotong University Lanzhou, 730070, China)

(2. Shanghai Urban Construction Design & Research Institute (Group) Co., Ltd. Shanghai, 200125, China)

(3. College of Civil Engineering, Hunan University Changsha, 410082, China)

Abstract In order to calculate the bending vibration frequencies of box girder bridges with corrugated steel webs, and taking a prefabricated box girder bridge with corrugated steel webs in the connecting line of Jingzhong airport in Lanzhou as the engineering background, a finite element numerical simulation and field test methods are used to study its dynamic characteristics. First, the finite element model of box girder bridge with corrugated steel webs is developed by using ANSYS software. The correctness of the finite element model is verified by field tests. Subsequently, the change rule of natural frequencies and mode shapes of box girder bridge with corrugated steel webs are analyzed under the influence of different parameters. The results show that the finite element model can accurately simulate the actual bridge structure. Compared with K-type and square-type, an I-type external intermediate cross-frame system can better improve the overall rigidity of the bridge. Diaphragms spacing has little effect on the natural frequencies of the bridge within the range required by the specification. The thickness of corrugated steel webs have a great influence on the torsional natural frequencies of the bridge, followed by that of bending vibration frequencies. The difference between the calculated values of natural bend-

ing vibration frequency fitting formula and ANSYS is from 0.23% to 1.89%, respectively, and the former accuracy is high. The research results can provide a reference basis for dynamic characteristics analysis of box girder bridges with corrugated steel webs.

Keywords corrugated steel webs; composite box girder bridge; dynamic characteristics; bending vibration frequency; parameter analysis

Vibration Fatigue Life of U71Mn Rail

ZHONG Wen[1], *HU Jiajie*[2,3], *LIU Qiyue*[3]

(1. School of Mechanical Engineering, Xihua University Chengdu, 610039, China)

(2. Avic Chengdu Aircraft Industrial (Group) Co., Ltd. Chengdu, 610092, China)

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

Abstract With the rapid development of Chinese railways, the service reliability of rails has become increasingly important for the reduction of railway operation cost and improvement of operation safety. In this paper, a kind of cantilever structure is used to carry out the tests to study the vibration fatigue life and analyze its failure mechanism under different initial stress intensity factors when there is fatigue crack in U71Mn rail materials. The results show that the different initial stress intensity factors have great effect on the vibration fatigue life of U71Mn rails. By comparison, it is found that the propagation mechanism of vibration fatigue cracks in U71Mn rails is also different from the static fatigue. In the fatigue transient fracture zone, the vibration fatigue fractures have denser river patterns and larger and deeper dimples. In the fatigue crack propagation zone, when the initial stress intensity factor is large, the low-cycle fatigue damage mechanism dominates; when the initial stress intensity factor is small, the high-cycle fatigue damage mechanism dominates.

Keywords vibration fatigue; fatigue life; fatigue curve; fracture mechanism

Identification of Rotor Unbalanced Parameters Based on Chaos Particle Swarm Optimization

YUN Xialun[1,2,3], *PANG Zhekai*[1,2,3], *ZHANG Yun*[4], *JIANG Gedong*[1,2,3], *LIU Bin*[1,2,3], *MEI Xuesong*[1,2,3]

(1. Shaanxi Key Laboratory of Intelligent Robots, Xi'an Jiaotong University Xi'an, 710049, China)

(2. State Key Laboratory for Manufacturing System Engineering, Xi'an Jiaotong University Xi'an, 710049, China)

(3. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University Xi'an, 710049, China)

(4. School of Mechano-Electronic Engineering, Xidian University Xi'an, 710026, China)

Abstract In order to identify the unbalanced parameters of the multi-plane rotor shafting more accurately, the particle swarm optimization algorithm which is suitable for solving complex nonlinear problems is used to replace the inverse problem solving process of the unbalanced parameter identification. Chaos weighted particle swarm optimization (CWPSO) and double chaos particle swarm optimization (DCPSO) are proposed by introducing chaos optimization idea and adjusting the weight factor and iteration law, respectively. It is also compared with standard particle swarm optimization (SPSO) and asynchronous adaptive particle swarm optimization (ASPSO). The simulation results show that the minimum average error of DCPSO is 2.86%, and the stability is the best. The unbalance parameter identification and vibration suppression experiments are carried out on Bentley RK4 with DCPSO. The results show that the algorithm has the best identification effect for multi plane rotor shafting unbalance parameters at 2 040 r/min, and the vibration suppression rate caused by unbalance is up to 95%.

Keywords identification of unbalanced parameters; particle swarm optimization algorithm; chaos optimization; unbalanced suppression

Dynamic Analysis of 100% Low Floor Vehicle Based on Axle Bridge Flexibility

QI Zhuang[1], *ZHANG Chengcheng*[2], *WANG Meiqi*[1], *LIU Pengfei*[1]

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)

(2. CRRC Tangshan Co., Ltd. Motor Vehicle Maintenance Division Tangshan, 063000, China)

Abstract In order to study the influence of elastic characteristics of the unsprung axle bridge of the independent rotating wheelset bogie on the dynamic performance of the whole vehicle, a certain type of 100% low-floor vehicle is taken as the research object, based on the establishment of its multi-rigid body model. Considering the vibration and elastic characteristics of the axle bridge, one three-module rigid-flexible coupling dynamic model of the whole vehicle is further established. A comparative analysis of vehicle dynamic performance is carried out under random track irregularities. Compared with rigid body model, it is found from rigid-flexible coupled dynamic model that the wheel-rail lateral force and derailment coefficient is increased. the wheel-rail vertical force and wheel unloading rate is decreased. Calculation results of the axle-bridge vibration response show that the axle-bridge lateral vibration amplitude of the rigid-flexible coupling model is reduced by about 15% to the rigid body model. Results of the elastic characteristics analysis of the axle-bridge show that the vertical vibration frequency of the axle-bridge structure is 15~25 Hz. The mode shape will be excited by the wheel-rail dynamic action, which will have a great impact on the dynamic performance of the vehicle. On the basis of this research, the lightweight design of the axle bridge structure is carried out, under the premise of ensuring the constraint conditions of the dynamic performance of the vehicle and the structural strength. The geometric section is optimized and its mass is reduced by about 15%.To a certain extent, providing engineering reference for the axle bridge design of 100% low-floor vehicles.

Keywords rigid-flexible coupling; vibration; vehicle dynamics; independent rotating wheelset; structure optimization

Optimal Placement of Sensors in Strain Modal Test of Rectangular Rudder Surface

WU Xiangyu[1,2], *HE Xudong*[1], *QU Chongxiao*[3], *CHEN Huaihai*[1]

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

(2. Jiangsu Goldwind Software Technology Limited Company Wuxi, 214028, China)

(3. China Flight Test Establishment Xi'an, 710089, China)

Abstract Aiming at the problems of low signal-to-noise ratio and missed modal order in strain modal test of rectangular rudder surface structure, the optimal placement method of strain sensors is studied. Firstly, the dynamic model of strain sensor placement is established, and then based on the strain mode, the application of effective independence method(EI), MinMAC method and singular value decomposition (SVD) method is studied. Experimental results of the working mode of the rudder model show that the strain response signal lacks the second-order modal information and the orthogonality of the strain mode vector is poor. After the optimization of the measured point, the second-order natural frequency and damping ratio can be accurately identified according to the strain response signal, and the orthogonality of the mode shape vector is therefore improved. Optimization

results verify the necessity and effectiveness of the optimal placement for sensors.

Keywords sensor optimal placement; cantilever plate; strain test; modal identification; modal indicator function (MIF) curve

Singularity Diagnosis Method for Deformation Monitoring Data of Dams According to Principal Component and Co-integration

YANG Guang[1,2], *LI Shuyu*[3], *SUN Jin*[4]

(1. School of Water Conservancy, North China University of Water Resources and Electric Power Zhengzhou, 450046, China)

(2. State Key Laboratory of Hydrology-Water Resources and Hydraulic Engineering, Hohai University Nanjing, 210098, China)

(3. Yellow River Institute of Hydraulic Research Zhengzhou, 450003, China)

(4. College of Surveying and Geo-informatics, North China University of Water Resources and Electric Power Zhengzhou, 450046, China)

Abstract For the singularity diagnosis of deformation monitoring data of dams, conventional theories have low efficiency. In view of this situation, a new singularity diagnosis method is developed based on the principal component analysis (PCA) and co-integration analysis (CA). Firstly, the squared prediction error (SPE) statistics are constructed according to PCA. The identification criteria of singular components are established by applying the hypothesis test principle. Secondly, the CA model is established and the estimation method of singular component is proposed by comprehensively using the augmented Dickey-Fuller (ADF) test and stepwise regression method. Finally, the validity of the proposed method is verified after analyzing engineering examples. Application scenarios show that: PCA criteria, Laida criteria, Dixon criteria and *t* criteria can identify isolated singular components with relative errors of 3.81%, 7.61%, 7.61% and 5.08%, respectively. The CA model has the highest accuracy in estimating the speckled singular components, followed by the statistical model and the autoregressive model. The multiple correlation coefficients are 0.994 5, 0.871 5, and 0.743 2, respectively. Compared with conventional methods, performances of the proposed PCA-CA methodology are improved, which provides an effective way for the singularity diagnosis of in-situ deformation monitoring data.

Keywords dam; in-situ deformation monitoring; singularity diagnosis; principal component; co-integration

A Fuzzy Diagnosis Method Based on RS and AHNs for Faults of In-Wheel Motor

XUE Hongtao[1], *TONG Peng*[2], *JIANG Hong*[2]

(1. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University Zhenjiang, 212013, China)

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

Abstract In order to effectively monitor some faults of in-wheel motor used in electric vehicle and ensure its operation safety, a fuzzy diagnosis method based on rough set (RS) theory and artificial hydrocarbon networks (AHNs) is proposed for detecting faults of in-wheel motor. Aiming at the operation safety of in-wheel motor, vibration signal was analyzed under the influence of the rotating speed and load torque to refine some symptom parameters (SPs) for characterizing the operation state of in-wheel motor. RS theory is used for proposing a discretization method of SPs with the fuzzy processing of the input layer. AHNs is employed to build a classifier, and its intermolecular energy is considered to optimize AHNs algorithm. Then, fuzzy theory is used for establishing the membership functions of the AHNs multi-outputs, so as to build a fuzzy diagnosis model for realizing the fault diagnosis of the in-wheel motor under complex working conditions. Finally, the effectiveness of the pro-

posed method is verified by in-wheel motor bench test.

Keywords in-wheel motor; rough set; artificial hydrocarbon networks; fuzzy diagnosis

Fluid-Solid-Thermal Staggered Iterative Coupling Analysis for Static Aerothermoelasticity of Wing

CHANG Bin[1], *HUANG Jie*[1,2], *YAO Weixing*[1,2]

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

(2. Key Laboratory of Fundamental Science for National Defense-Advanced Design Technology of Flight Vehicle, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

Abstract A fluid-solid-thermal staggered iterative numerical coupled method is proposed to study the static aerothermoelasticity of hypersonic wing in this paper. The coupled effect between the aerodynamic environment (aerodynamic force and aerodynamic heating) and the structural deformation, another coupled effect between aerodynamic heating and structural temperature field and the influence on the thermal stiffness of wing by the temperature field are considered in the coupled method. The aerodynamic environment is solved by computational fluid dynamics method, and the structural heat transfer and deformation are solved by finite element method. The data exchanges for wall heat flux, wall temperature, aerodynamic force and the deformation of wing are conducted by the bidirectional mapping interpolation method based on control surface on the coupled surfaces. The coupled method is successfully applied to analyze the static aerothermoelasticity of hypersonic wing. The thermal environment results in the decrease of structural stiffness. The deformation of wing in the thermal environment is significantly greater than that in 300 K. Moreover, such deviation increases as the Mach number increases.

Keywords hypersonic wing; aerothermoelasticity; staggered iteration; coupling analysis; data exchange

The Mechanical Performance of Rotary Magneto-rheological Damper Based on Screw Structure

ZENG Zecui[1,2], *ZHANG Lei*[2], *YAN Ming*[1], *DONG Xiaomin*[3]

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology Shenyang, 110870, China)

(2. Naval Research Academy Beijing, 100161, China)

(3. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University Chongqing, 400044, China)

Abstract The damping force generated by the conventional magnetorheological fluid damper is usually related to the driving speed, and thus exhibiting a viscous damping characteristic. In order to obtain a magneto-rheological fluid damper with Coulomb damping characteristics, the large-scale size of a screw-rotary magneto-rheological damper (SR-MRD) is proposed to analyze the mechanical property. Firstly, the structural principle of SR-MRD is analyzed, and the velocity distribution of each fluid channel is calculated based on the Parallel-Plate model. Secondly, a fluid mechanics model of the SR-MRD is established, based on the Herschel-Bulkley model, to calculate the internal pressure drop of SR-MRD and the shear force. Then, the damping torque is calculated according to the fluid mechanics model of SR-MRD, and the effect of key parameters on the damping torque is analyzed. Finally, the performance of an SR-MRD prototype tested by MTS. The research results show that the test damping torque of the SR-MRD prototype is consistent with the theoretical calculation value. In addition, it can not only generate a larger damping torque but also have obvious Coulomb damping characteristics compared

with the traditional rotary damper.

Keywords magneto-rheological; coulomb damping; Herschel-Bulkley model; rotary damper

High-Efficiency Evaluation of Human-Induced Vibration Serviceability of Footbridge

ZHU Qiankun[1,2], *MENG Wanchen*[1], *ZHANG Qiong*[1], *MA Qifei*[1]

(1. Institute of Earthquake Protection and Disaster Mitigation, Lanzhou University of Technology Lanzhou, 730050, China)

(2. Lanzhou Western Center of Disaster Mitigation in Civil Engineering of Ministry of Education, Lanzhou University of Technology Lanzhou, 730050, China)

Abstract To overcome the shortcomings of time-consuming and occupying substantial computer resources in time history analysis, this study proposes a fast method based on AISC Design Guide 11 to evaluate serviceability of the footbridge using frequency response function (FRF). A steel glass footbridge is established. The reliability of FRF method is preliminarily verified by comparing the mid span vertical peak accelerations collected by test and predicted by FRF method under different conditions. The peak accelerations and serviceability assessment of a footbridge under 21 conditions are calculated by two methods to verify the accuracy and efficiency of the FRF method. The results show that the FRF method can save 94.89% of operation time and 87.2% of space taking the results of the time-history analysis as a reference. The predicted peak acceleration is larger than the time-history analysis with 20%. Results of the forecast are conservative and meet the safety requirements. Therefore, the method based on AISC design guide 11 can evaluate the human-induced vibration serviceability of footbridge effectively.

Keywords footbridge; pedestrian-induced forces; human-induced vibration; frequency response function; time-history analysis; serviceability assessment

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*

(College of Field Engineering, Army Engineering University of PLA Nanjing, 210007, China)

Abstract Because the microperforated panel structure cannot achieve high-bandwidth absorption under low-frequency noise, it is necessary to optimize the structural parameters of the sound absorber to achieve the required absorption level in order to improve the low-frequency sound absorption performance. In this research, the single-layer microperforated panel structure with the variable parameters and separated cavities is optimized and tested. This structure has a high sound absorption coefficient at low frequencies and a sound absorption bandwidth. Theoretical model of the single-layer microperforated panel structure with variable parameters and separated cavities is established by the acoustoelectric analogy method, and the relationship between the sound absorption coefficient and the structural parameters is analyzed. Through determining the optimization variables and constraints and using the cuckoo search algorithm to optimize the theoretical model, the optimal structural parameters are obtained to achieve the best sound absorption performance. The sound absorption coefficients of the microperforated panel structure are subjected to finite element simulation, and samples of the microperforated panel structures are processed and tested in a standing wave tube measurement. The results

show that the single-layer microperforated panel structure with three or four sets of structural parameters and separated cavities can ensure high sound absorption (constantly more than 80%) in the frequency range of 400～2 000 Hz.

Keywords single-layer microperforated panel structure; low-frequency noise; cuckoo search algorithm; finite element simulation; standing wave

Research on Fast Prediction Method of Coherent Sound Field

LYU Yan[1,2], *LIU Zhihong*[1,2], *WU Qun*[1,2], *YI Chuijie*[2]

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology Qingdao, 266520, China)

(2. Key Laboratory of Energy Conservation and Pollution Control of Industrial Fluids, Ministry of Education Qingdao, 266520, China)

Abstract To solve the problem of high complexity and low computational efficiency of the coherent sound field prediction model in a closed space, a fast prediction method (FMA-ISM) of coherent sound field is proposed using the principle of image-source method (ISM) and fast multipole algorithm (FMA). The sound source in a closed space is equivalent to a set of regularly arranged multiple source points. A virtual receiving point model based on the principle of image-source method, and a multi-point to multi-point sound field prediction model based on the coherence of the sound field are constructed. A fast multipole expansion algorithm is introduced to convert the complex mapping relationship of multi-point to multi-point into a fast calculation process of point set to point set. By reducing the order of virtual source analysis, this method improves the calculation efficiency while ensuring the accuracy of the model. The effectiveness of the method is verified by simulation and experiments. Compared with the finite element method, ray-tracing method and image-source method, the FMA-ISM method obtains smaller sound pressure level prediction error (within 3 dB) and higher calculation speed (increased by at least 50%).

Keywords coherent sound field; image-source method; fast multipole algorithm; noise prediction model; solving efficiency

Experimental Study on Wind Loads on Parapet Wall for Super High-Rise Buildings

MA Wenyong[1,2], *HUANG Zhenghan*[2], *ZHENG Deqian*[3], *ZHANG Zhengwei*[4]

(1. State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structures, Shijiazhuang Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)

(2. Hebei Wind Engineering and Energy Utilization Engineering Technology Innovation Center Shijiazhuang, 050043, China)

(3. College of Civil Engineering, Henan University of Technology Zhengzhou, 450001, China)

(4. Arup Engineering Consulting (Shanghai) Co., Ltd. Shanghai, 200031, China)

Abstract Due to the appearance and functional requirements, relatively high parapet wall is built on the top of super high-rise buildings. Since it is located on the top of the structure, the height of parapet wall may have a great impact on the wind load distribution in the local area of the top surface of the high-rise building, as well as the wind load on the enclosure itself. However, there is almost no reference for determination of wind load on such kind of parapet wall at present. In this paper, wind pressure measurement is conducted on the rigid model of a square section high-rise building with parapet wall of different heights in the wind tunnel. The influence of the parapet wall on the wind load of the building is investigated in the aspect of comparisons of wind pressure dis-

tribution on the parapet wall surface and on the roof and outer face of certain height of the building. The results show that the parapet wall and its height have significant effects on the wind pressure distribution on the top surface of the building, which should be paid special attention in the corresponding wind resistance design. Based on the wind tunnel test results considering the Gaussian and non-Gaussian distribution zone of the wind pressure on the surfaces separately, suggestions for wind load on such parapet walls and the local outer surface and the top surface of the building with different height are presented as reference for the corresponding wind resistance design.

Keywords super high-rise building; parapet wall; wind tunnel test; wind pressure distribution; shape coefficient

Crack Diagnosis of Aero-engine Rake

DONG Jiang, *WEN Min*, *ZHANG Qiangbo*, *GUO Haidong*, *ZHANG Shuai*
(Chinese Flight Test Establishment Xi'an, 710089, China)

Abstract This paper takes the safety monitoring in the process of vibration test of aero-engine rake as the demand traction. Firstly, based on the simplified model of rake structure characteristics, the vibration characteristic equation of cracked rake is established. Secondly, a finite element model of rake is established, and the influence of crack parameters (such as position, crack length) on the natural frequency of the rake is analyzed by numerical simulation. Finally, the vibration test of this type of rake is carried out. The results of the frequency sweep test verify the accuracy of the finite element model of the rake. During the vibration durability test of the rake, a hole-edge crack appears and the natural frequency is reduced by 11.1%. The results show that when the vibration assessment test is carried out during the development of the rake, the structural damage of the rake body can be monitored in real time at the test site through the change of the natural frequency before and after the test.

Keywords rake; natural frequency; crack; fault diagnosis; strain response

Separation of Cable-Stayed Bridge Monitoring Deflection Temperature Effect Based on EWT-FastICA

TAN Dongmei[1], *YAO Huan*[1], *WU Hao*[2], *GAN Qinlin*[1]
(1. School of Civil Engineering and Architecture, Wuhan University of Technology Wuhan, 430070, China)
(2. School of City and Environmental Sciences, Huazhong Normal University Wuhan, 430079, China)

Abstract Considering the temperature effect and long-term deflection components in bridge deflection will affect the safety assessment of bridges to a certain extent, a method based on empirical wavelet transform (EWT) combined with fast independent component analysis (FastICA) is proposed for the problem of temperature effect and long-term deflection separation. Firstly, the empirical wavelet transform is used to separate the effect of daily temperature difference; Secondly, considering that the frequency of the annual temperature difference is close to the frequency of the long-term deflection, it is difficult to separate, so the self-defined interval of empirical wavelet transform is used to divide the part of the annual temperature difference and long-term deflection in the Fourier spectrum into multiple intervals and construct corresponding wavelet filters in each interval. The deflection signal of a single channel is transformed into a series of intrinsic mode functions (IMF) without false modes; Then the principal component analysis (PCA) is applied to reduce the dimensionality of the multi-channel IMF matrix; Finally, the dimensionality-reduced signal is processed by FastICA to separate the annual temperature difference and long-term deflection of the bridge deflection. The results of numerical simulation and

bridge data survey prove that this method can effectively separate the temperature effect and long-term deflection in the monitoring deflection signal.

Keywords deflection; temperature effect separation; empirical wavelet transform; fast independent component analysis

Tool Wear Monitoring Based on EMD-SVM in Milling Process of Ti-Alloy

XIE Zhenlong[1], *YUE Caixu*[1], *LIU Xianli*[1], *YAN Fugang*[1], *LIU Zhibo*[1], *MU Dianfang*[1], *LIANG Yuesheng*[2]

(1. Key Laboratory of Advanced Manufacturing and Intelligent Technology, Ministry of Education, Harbin University of Science and Technology Harbin, 150080, China)

(2. The George W. Woodruff School of Mechanical Engineering Georgia Institute of Technology Atlanta, 30332, USA)

Abstract In this paper, a tool wear stage identification method based on empirical mode decomposition (EMD) and support vector machine (SVM) is proposed based on cemented carbide tool milling Ti-6Al-4V. Firstly, the original acceleration signal and force signal are decomposed into a series of intrinsic mode function (IMF), and an effective IMF is selected to combine a new signal. Then the multi evaluation index matrix of the new signal is calculated. Taking the multi index matrix as the input feature vector, a tool wear recognition model based on linear classifier is established. Finally, the detection signal is input into the model for recognition, and the recognition accuracy of tool wear stage reaches 99.17%. Compared with SVM, back propagation (BP) and wavelet packet-SVM model, EMD-SVM has less operation time and higher precision. The experimental results show that the model has a good recognition effect on tool wear in titanium alloy milling process, and provides a new method as a reference for tool wear monitoring.

Keywords empirical mode decomposition; support vector machine; tool wear monitoring; cutting force signal; vibration signal

Fault Detection Monitoring with Acoustic Emission Location Method

TONG Guowei[1,2], *XU Huawei*[1,2], *HUANG Linyi*[1,2], *CHEN Chaoying*[1,2], *LIU Binhui*[1,2], *CAI Jia*[1,2]

(1. The 5th Electronic Research Institute, Ministry of Industry and Information Technology Guangzhou, 511370, China)

(2. Key Laboratory of MIIT for Intelligent Products Testing and Reliability Guangzhou, 511370, China)

Abstract The acoustic emission localization algorithm with high accuracy can help engineers quickly ascertain the fault or abnormality location, which can be used to monitor and detect the reliability of large scale equipment. In order to improve the localization accuracy, a novel localization algorithm is proposed, which fuses the excellent numerical performance of the Geiger method, homotopy algorithm and Newton′s gradient method. The Geiger method is adopted to realize the iterative update of source location information, and an ill-posed problem is designed to update the source location information. The combination of homotopy algorithm and Newton′s gradient method avoids the time-consuming matrix inversion in the conventional solution method. The final experimental results show that the proposed method in this paper is superior to the conventional localization algorithm, and can achieve a more precision solution of the acoustic emission source location information.

Keywords nondestructive testing; acoustic emission; source localization algorithm; Geiger method; homotopy

Test Experiments of Transient Electric Parameters of Ultrasonic Motor in Starting up State

HAN Wei, *JI Hongli*, *NIE Rui*, *CHEN Hucheng*, *QIU Jinhao*

(State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

Abstract In the view that the current testing method for the electric parameters of ultrasonic motor cannot characterize the variation of its transient electric parameters in starting up state, a method for testing the electrical parameters of ultrasonic motors in starting transient state is proposed. In this paper, the drive voltage and current signals of the ultrasonic motor are analyzed by windowed short-time Fourier transform, then the frequency spectrum of the voltage and current signals is obtained. Based on single peak spectral lines interpolation algorithm, the accurate amplitude, frequency and phase of the signals could be obtained from the frequency spectrum. By processing and analyzing the simulation signal, the accuracy of the method in the instantaneous electric parameter calculation is verified. A PMR-60/E ultrasonic motor is tested using the ultrasonic motor transient testing platform. The results show that this method can reveal the variation of the transient electrical parameters of ultrasonic motor in the process of motor starting, and can be used to evaluate the vibration response characteristics of ultrasonic motor. It can provide important information for the establishment of the equivalent circuit model of ultrasonic motor and the design of the driving circuit at the same time.

Keywords ultrasonic motor; electrical parameter; testing system; time-frequency analysis

Fault Diagnosis Method of Rolling Bearing Based on CNN-BiLSTM Under Variable Working Conditions

DONG Shaojiang[1], *LI Yang*[1], *LIANG Tian*[1], *ZHAO Xingxin*[2], *HU Xiaolin*[3], *PEI Xuewu*[1], *ZHU Peng*[1]

(1. School of Mechantronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University Chongqing, 400074, China)

(2. Chongqing Changjiang Bearing Co., Ltd. Chongqing, 401336, China)

(3. Chongqing Industrial Big Data Innovation Center Co., Ltd. Chongqing, 401000, China)

Abstract Aiming at the difficulty of rolling bearing fault diagnosis under variable working conditions and noise background, a rolling bearing fault diagnosis method is proposed, which combines the attention mechanism, DropConnect and Dropout into the convolutional neural network-bidirectional long short-term memory network (CNN-BiLSTM) model. Firstly, the original vibration signals of various fault states of rolling bearings under different working conditions are preprocessed, and the labeled training data set and test data set are constructed. Secondly, the attention mechanism is introduced into BiLSTM to extract more important deep fault features. At the same time, DropConnect and Dropout are mixed to suppress the over fitting problem of CNN network and BiLSTM network in the training process, respectively, so as to obtain an improved CNN-BILstM model. Thirdly, the processed labeled data set is input into the improved model for training. Finally, Softmax classifier is used for fault diagnosis. By selecting different data sets, the method is proved to have good generalization and anti-noise capability.

Keywords fault diagnosis under variable working conditions; convolutional neural network; bidirectional long short-term memory; attention mechanism; DropConnect and Dropout

Measurement and Diagnosis of Fluctuation of Interior Noise of Vehicle at High Speed

JIN Yan[1,2]

(1. China Automotive Engineering Research Institute Co.,Ltd. Chongqing,401122,China)

(2. State Key Laboratory of Vehicle NVH and Safety Technology Chongqing, 400039,China)

Abstract Measurement and diagnosis of vehicle interior noise fluctuation when the vehicle is running at high speed are carried out in this paper. The result of order analysis of the interior noise showed that there are 2.00 order and 2.24 order noise in the vehicle during overtaking process. The noise frequency of these two orders is close to each other, which is apt to cause subjective complaints caused by modulation phenomenon. This conclusion is proved by the combination filter playback with subjective evaluation of the interior noise with a high fidelity sound playback system. The test results of acoustic vibration transfer function show that the vehicle body is sensitive in the frequency range of modulation phenomena and it is apt to produce interior noise under external excitation. The speed ratio analysis of transmission system show that the 2.24 order noise comes from the higher-order excitation of tire non-uniformity. The modulation of 2.00 order noise originated from the engine excitation and the 2.24 order noise generated by tire excitation are the root causes of fluctuation feeling of interior noise at high speed. When using tires with good uniformity, the interior noise modulation disappears, the noise fluctuation decreases significantly, and the subjective rate is greatly improved.

Keywords interior noise; fluctuation; modulation; tire uniformity

Analysis and Experimental Verification of Involute Spline Pair Tooth Flank Interference Fit

HU Pingguo[1], *LIU Kai*[2], *CHEN Xiaofeng*[1], *MA Chaofeng*[2], *HAN Chuanbo*[1]

(1. HYCET Transmission Technology Hebei Co.,Ltd. Transmission Research Institute Baoding,071000,China)

(2. School of Mechanical & Precision Instrument Engineering, Xi′an University of Technology Xi′an, 710048,China)

Abstract The contact stress and deformation caused by the flank interference fit of Involute spline pair will affect the accuracy and service life of the parts themselves. In order to determine the reasonable interference amount, the geometric principle for the tooth flank interference of spline is studied, the calculation formulas of radial displacement and circumferential displacement of the tooth flank interference are deduced, and the accuracy of geometric principle is verified by finite element simulation. According to the geometric principle of tooth flank interference, the circumferential stress-strain caused by the hub spline interference values of 0.002 0, 0.002 2 and 0.002 8 mm are tested, the deviations between the finite element simulation results and the test results are 4.9%, 7.6% and 7.1% respectively, indicating that the theoretical analysis conforms to the actual situation, the calculation method proposed in this paper provides theoretical basis for the design of tooth flank interference parameters of Involute spline pair.

Keywords involute spline; interference fit; strain test; tooth flank interference

《振动、测试与诊断》征稿简则

一、内容范围

主要介绍国内外以振动测试与故障诊断为中心的动态测试理论、方法和手段研究及应用方面的技术文献、专题报告和学术动态，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。

二、投稿约定

1. 来稿必须具有创新性、学术性、科学性、规范性和可读性，具有一定的实际应用价值。

2. 所有稿件必须通过登陆期刊专门网站(http://zdcs.nuaa.edu.cn)投稿。作者在收到编辑部的回复(初审通过，得到稿件编号)后，按要求交纳审稿费后给予送审。

3. 编辑部将按照规范化的审稿程序，聘请同行专家对来稿进行客观的评审，并根据审稿意见公正、公平地决定稿件的取舍。对审稿意见评价较高并具有创新性的稿件，本刊可优先发表。

4. 本刊录用论文在付印前向作者收取论文发表费，论文发表后向第一作者支付稿酬，并赠送当期样刊。

5. 作者向本刊投稿，请自留底稿。自收稿之日起3个月内，一般可完成审稿程序，逾期可通过http://zdcs.nuaa.edu.cn或电话025-84893332查询。

6. 凡已在其他正式出版物发表的论文或已投寄其他刊物的稿件请勿再投本刊。

7. 编辑对来稿有文字删改权，校样经作者校对刊出后，文责自负，包括政治、学术、不涉及保密内容等。

8. 稿件一经本刊刊出，本刊享有版权，同时拥有以光盘版及网络版发表论文的权利。本刊所登论文在向国内外数据库、检索机构(包括印刷板、光盘版、网络版)报送时，不再征求作者意见，相关费用均已包含在一次性付给稿酬之内。

9. 凡向本刊投稿者，均视作接受本刊版权申明及上述各项约定。

三、稿件要求

1. 主题突出，背景清楚，立论有据，并有试验支承，具有一定的实用价值。

2. 语句通顺，文字精炼。论文按下述顺序书写：文章题目(文章题目不超过20个汉字。标题中不能使用非公知公用、同行不熟悉的外来语、缩写词、符号、代号和商品名称，尽量不要出现数学式和化学式等)；作者、作者所在单位名称、单位所在城市及邮政编码。

3. 摘要内容独立于正文而存在，要求准确、具体、完整地概括原文的创新之处，这将直接决定是否被收录、阅读和引用。中文摘要以200～300字为宜。摘要应包括4个方面的内容：研究目的、过程和方法、结果和结论、展示文章的创新之处。

4. 列出关键词4～8个和中图分类号。

5. 英文摘要一般与中文摘要相对应，可不限于中文摘要的直译。英文的文章题目应简明、确切，不要太长。英文摘要中尽量用短句子。英文部分的作者姓名为汉语拼音、作者所在单位的英文名称不要用简写。英文关键词应与中文关键词一致并顺序对应。

6. 文章引言不加序号。文章正文可分三级标题：1，2，3，…；1.1，1.2，1.3，…；1.11，1.12，1.13，…；

7. 论文篇幅在6个印刷页以内、插图在8幅以内为宜。文内插图和表格应少而精，随文出现，要附在正文的相应位置上，均需标明图序、图题、表序、表题。插图的横、纵坐标应注明“物理量/单位”，表格一律使用“三线表”。

8. 文中所用外文字母或符号要清楚、准确，必须符合量与单位的国家标准。不同文种的字母，大、小写，正、斜体，上、下角都应易于辨认，不可混淆，必要时可用文字加以说明。

9. 数学公式全文统一编号；文章中表示矢量、向量、矩阵的字母用黑斜体表示。

10. 参考文献应是文中直接引用的公开出版物，按文中引用顺序用数码依次编号(引用处在右上角用方括号标明)，以7篇以上为宜。非公开出版的资料(含待发表的论著)不能作为引用源。其著录格式如下：

(1) 专著：作者. 书名[M]. 版本(第1版免著). 出版地：出版者，出版年：起止页码.

(2) 期刊文章：作者. 题名[J]. 刊名，出版年，卷(期)：起止页码.

(3) 论文集：作者. 题名[C]//编者. 论文集名. 出版地：出版者，出版年：起止页码.

(4) 学位论文：作者. 题名[D]. 保存城市名：保存单位，出版年.

(5) 专利：专利所有者. 专利题名[P]. 专利国别：专利号，公告日期.

(6) 科技报告：作者. 题名[R]. 报告题名及编号，出版地：出版者，出版年：起止页码.

(7) 标准：起草责任者. 标准代号标准顺序号－发布年，标准名称[S]. 出版地：出版者，出版年.

(8) 电子文献：作者. 题名[EB/OL]. 发表或更新日期/引用日期. 电子文献地址(访问路径).

11. 文献作者3名以内全部列出，4名以上只列出前3名，中文文献后加“，等.”，英文文献后加“, et al.”；中外作者人名一律姓在前，名在后；英文文献中的姓要全部拼写出来，名只缩写为首字母，不加缩写点。

12. 在首页脚标处注明来稿研究内容属何种基金资助项目，并写出资助项目的编号。

13. 为方便与作者联系，请提供详细的通讯地址、电话(手机)和E-mail。

四、编辑部地址： 南京市御道街29号　邮编：210016

网址：http://zdcs.nuaa.edu.cn　　电话、传真：025-84893332　　E-mail：qchen@nuaa.edu.cn

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

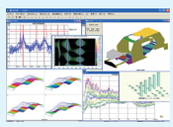
- 上千通道，机柜式设计
- 256 kHz 同步采样 /TEDS 功能

分析



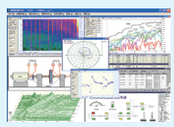
信号处理

- 几十种时域 / 频域
- 幅域 / 时频域方法



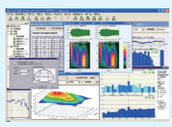
模　态

- EMA/OMA/MIMO
- 十余种拟合算法



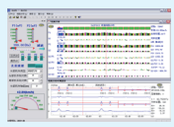
旋转机械

- 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



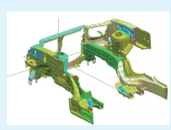
减　振

- 振动隔离 / 吸振
- 结构改进振动消除



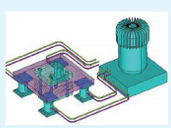
降　噪

- 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



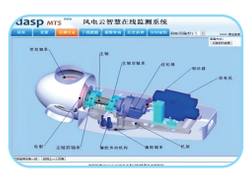
航天军工



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.

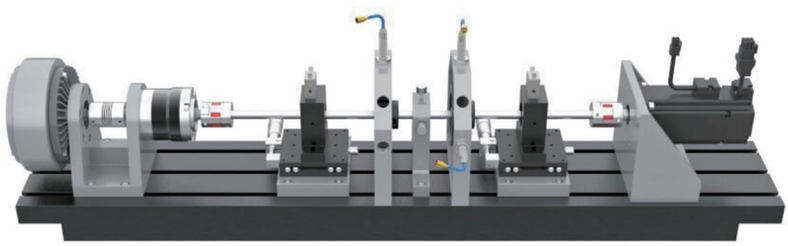
Lian YY
江苏联益友测控技术有限责任公司
JIANGSU LIANYY MEASUREMENT & CONTROL TECHNOLOGY CO. , LTD.

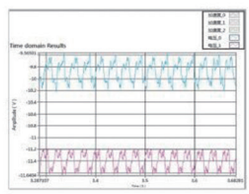
品质振动世界 专注引领未来

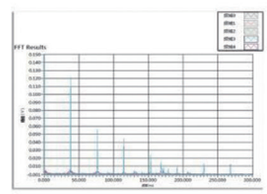


无锡市厚德自动化仪表有限公司，地处经济发达、交通便利的长江三角洲——江苏省江阴市。公司主要的业务板块有：高校科研用各类实验台的研发设计与制造、各类典型的故障机理分析试验、故障试验数据的采集与分析；常年与各大院校、科研院所合作开发转子故障综合实验台、轴承齿轮箱故障实验台、内外双转子模拟实验台、双跨双转子实验台、轴承寿命预测实验台、机转向架试验平台、数据采集系统、故障分析软件以及各类振动加速度传感器、电涡流传感器、转速键相传感器等，为高校的科学研究、设备机械寿命预测等提供实验设备。

HZXT-008 转子轴承综合故障模拟实验台





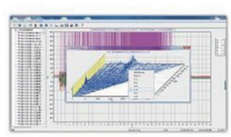


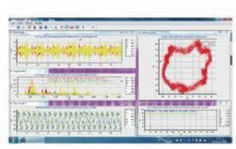
可完成实验： ◎ 滚动轴承故障实验 ◎ 转子动力学实验 ◎ 转矩加载实验

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