

中文核心期刊 中国科技核心期刊

航空发动机

— Aeroengine —

封面文章

变循环发动机后涵道引射器的研究现状与关键技术

燃料与空气预混方法及性能研究进展

高温雷达吸波涂层研究进展



中国航发沈阳发动机研究所



官方网站

《航空发动机》双月刊第四届编辑委员会

顾问(按姓氏笔画)

王玉明 尹泽勇 甘晓华 乐嘉陵 向巧 刘大响 严成忠
李孝堂 李应红 沈锡钢 陈懋章 闻雪友 郭东明 程荣辉

主任 陈少洋

副主任 徐朋飞 刘永泉

主编 蔚夺魁

副主编 潘若痴 刘殿春 石多奇 刘存良 毛军远 石建成

栏目主编(按姓氏笔画)

马宏伟 王黎钦 石多奇 刘存良 苏彬 邹正平 周莉
索建秦 高丽敏 郭迎清

编委(按姓氏笔画)

丁水汀 于乃江 马宏伟 王亮 王曦 王丁喜 王占学
王延荣 王松涛 王洪涛 王晓放 王黎钦 尤延铤 艾延廷
叶笃毅 宁方飞 师俊东 朱惠人 任文成 任祝寅 刘波
刘太秋 刘庆东 齐飞 闫晓军 许全宏 许庆彦 苏彬
杜少辉 李维 李舜韶 杨晓光 吴新 吴法勇 何小民
邹正平 沙云东 沈毅 宋迎东 张大义 张会生 陆山
陈伟 邵万仁 武卉 范玮 尚守堂 季路成 岳连捷
周莉 郑洪涛 孟永钢 赵庆军 郝燕平 胡晓煜 洪杰
姚华 索建秦 高丽敏 郭迎清 黄金泉 崔海涛 梁宝远
梁春华 梁彩云 董威 傅莉 缙林峰 廖明夫 谭慧俊
薛秀生 薛婷婷

编辑部主任 李华文

青年编委(按姓氏笔画)

于锦禄 王志涛 杜巍 李少林 李睿超 张和洪 张佳琪
金武 周生喜 郑孟宗 孟亮 赵奉同 娄方远 洪志亮
贾琳渊 郭恒杰 鲁业明 谢侃 潘天宇

航空发动机

2024年第50卷第3期

2024年6月

目次

综述

- 变循环发动机后涵道引射器的研究现状与关键技术于海涛,施磊,付垚,葛笑楠,朱健(1)
燃料与空气预混方法及性能研究进展刘小克,刘恩惠,刘潇(9)
高温雷达吸波涂层研究进展高雨毅,李千慧,韩擎之,肖杰,何雯婷,郭洪波(17)

总体设计与气动热力学

- 耦合空气系统的燃气轮机拓扑自构建建模方法郑培英,周泽均,钟易成,董威,刘家兴(33)

叶轮机械

- 基于3维数值仿真的变循环压缩系统部件匹配分析李晓庆,孟德君,尹松(40)

燃烧、传热、传质

- 双旋流燃烧室冷态流场2维湍流特性试验沈忱,王慧,杨帅,杨桐,汪洋(47)
扇形脉冲爆震燃烧室起爆过程数值模拟张佳博,郑龙席,卢杰,彭辰旭,罗振坤(53)
基于模型修正的高空起动预测方法阙建锋,严红明,英基勇(58)
关节间隙对矢量喷管调节机构动态特性影响的数值仿真与验证孟令超,张昊,张起梁,罗忠,许春阳(64)

结构、强度、振动

- 考虑编织角动态变化的3维编织碳/碳复合材料高温剩余刚度模型杨兴林,张昇雨,陈波,马炳杰,邢雪(72)
基于混合有限元模型的航空发动机主轴承剥落故障仿真分析方法吴英祥,尉询楷,冯国全,赵紫豪,李伦绪,陈果(79)
基于长短期记忆网络与轻梯度提升机的航空发动机大修期内剩余寿命预测杨硕,高成(87)

动力传输

- 浮动花键抗磨损强度分析与试验郭梅,牟佳信,李锦花,赵广,信琦,张茂强(93)
航空发动机机匣螺栓连接结构简化模型修正付鹏哲,赵迪文,刘玉(98)
高空通风活门内流场特性数值模拟和试验验证韩金在,苏壮(103)
多层连接结构的轴向应力分布的数值计算与试验但敏,熊翰韬,金玉阳,杨程皓(107)

控制技术

- 基于特性数据的燃气涡轮发动机修正方法王佳雯,黄向华,嵇润民(114)
基于基准控制的低压涡轮转静子装测一体化方法牛孝霞,龙洋,卢文彪(122)

试验与测试

- 一种裸线热电偶时间常数新公式的仿真和试验验证岳玲玲,李星优,蔡梦音,王培勇(128)
基于辐射加热的涡轮叶片热冲击试验方法邱恒斌,武小峰,吴光耀,宫永辉,田玉坤(137)
舰用燃气轮机油封装置设计及仿真验证乔木,宋志佳,刘旭峰,耿金嵩,黄新禹,周易(142)
航空发动机地面进气加温试验刘作宏,何志强,柳国印,刘佳鑫,康忱,程鲁(148)

材料与工艺

- 压气机叶片的磨削路径生成算法夏桂书,李锦,邓春艳,魏永超,朱姿翰(154)
GH4169合金多轴热机械粘塑性本构模型及验证毛有胜,李桐,贾文斌,李鑫,刘飞龙,方磊(160)
航空发动机球轴承剥落故障模式分析杨景来,佟文伟,李青,刘宇佳,修攀瑞,赵聪(169)

《航空发动机》编辑委员会 封二

《航空发动机》征稿简则 封三

责任编辑:兰海青

总编辑:李华文

期刊基本参数:

CN21-1359/V*1975*b*A4*174*zh*P*¥50.00*1200*25*2024-06

声明:

本刊已许可波兰“哥白尼索引”、美国“乌利希国际期刊指南”,中国学术期刊(光盘版)电子杂志社、北京万方数据股份有限公司、重庆维普资讯有限公司在其网络平台和系列数据库产品中传播本刊全文。著作权使用费与本刊稿酬一并支付。作者向本刊提交文章发表的行为即视为同意上述声明。

AEROENGINE

Vol. 50 No. 3 June 2024

Contents

Review

- Investigation Status and Key Technologies of Rear Variable Area Bypass Injector of Variable Cycle Engine
.....YU Hai-tao, SHI Lei, FU Yao, GE Xiao-nan, ZHU Jian(1)
- Research Progress on Fuel-Air Premixing Method and PerformanceLIU Xiao-ke, LIU En-hui, LIU Xiao(9)
- Development of Microwave Absorption Coatings for High-Temperature Radar
.....GAO Yu-yi, LI Qian-hui, HAN Qing-zhi, XIAO Jie, HE Wen-ting, GUO Hong-bo(17)

Aeroengine Design and Aerothermodynamics

- Topological Self-construction Modeling Method for Gas Turbine Coupled with Secondary Air System
.....ZHENG Pei-ying, ZHOU Ze-jun, ZHONG Yi-cheng, DONG Wei, LIU Jia-xing(33)

Turbomachinery

- Component Matching Analysis of Variable Cycle Compression System Based on 3D Numerical Simulation
.....LI Xiao-qing, MENG De-jun, YIN Song(40)

Combustion, Heat and Mass Transfer

- Experimental Investigation on Two-dimensional Turbulence Characteristics of Cold Flow Field in a Dual-stage Swirl CombustorSHEN Chen, WANG Hui, YANG Shuai, YANG Tong, WANG Yang(47)
- Numerical Simulation of Detonation Initiation in Sector Pulse Detonation Combustor
.....ZHANG Jia-bo, ZHENG Long-xi, LU Jie, PENG Chen-xu, LUO Zhen-kun(53)
- High-altitude Starting Prediction Method Based on Model Correction
.....QUE Jian-feng, YAN Hong-ming, YING Ji-yong(58)
- Numerical Simulation and Verification of the Influence of Joint Clearance on Dynamic Characteristics of Thrust-vectoring Nozzle Adjusting Mechanism
.....MENG Ling-chao, ZHANG Hao, ZHANG Qi-liang, LUO Zhong, XU Chun-yang(64)

Structure, Strength and Vibration

- High Temperature Residual Stiffness Model of 3D Braided Carbon/Carbon Composites Considering Dynamic Braiding Angle ChangesYANG Xing-lin, ZHANG Sheng-yu, CHEN Bo, MA Bing-jie, XING Xue(72)
- A Spalling Fault Simulation Method of Aeroengine Main Bearing Based on Hybrid Finite Element Model
.....WU Ying-xiang, WEI Xun-kai, FENG Guo-quan, ZHAO Zi-hao, LI Lun-xu, CHEN Guo(79)
- Remaining Useful Life Prediction of Aeroengine during Overhaul Based on Long Short-Term Memory Network and Light Gradient Boosting MachineYANG Shuo, GAO Cheng(87)

Power Transmission

- Analysis and Test of Floating Spline Wear Resistance
.....GUO Mei, MU Jia-xin, LI Jin-hua, ZHAO Guang, XIN Qi, ZHANG Mao-qiang(93)
- Simplified Model Updating of Bolted Connection Structure of Aeroengine Casing
.....FU Peng-zhe, ZHAO Di-wen, LIU Yu(98)
- Numerical Simulation and Experimental Verification of Flow Field Characteristics in High-altitude Ventilation Valve
.....HAN Jin-zai, SU Zhuang(103)
- Numerical and Experimental Investigation of Axial Stress Distribution in Multi-layer Connection Structures
.....DAN Min, XIONG Han-tao, JIN Yu-yang, YANG Cheng-hao(107)

Sensor and Control Technology

- Correction Method of Component Characteristics for Gas Turbine Based on Characteristic Data
.....WANG Jia-wen, HUANG Xiang-hua, JI Run-min(114)
- Integrated Assembly and Measurement Method for LPT Rotor and Stator Based on Datum Control
.....NIU Xiao-xia, LONG Yang, LU Wen-biao(122)

Test Technology

- Simulation and Experimental Verification of a New Time Constant Formula for Bare-wire Thermocouple
.....YUE Ling-ling, LI Xing-you, CAI Meng-yin, WANG Pei-yong(128)
- Method of Turbine Blade Thermal Shock Test Based on Radiation Heating
.....QIU Heng-bin, WU Xiao-feng, WU Guang-yao, GONG Yong-hui, TIAN Yu-kun(137)
- Design and Simulation Verification of Preservation Device for Marine Gas Turbine
.....QIAO Mu, SONG Zhi-jia, LIU Xu-feng, GENG Jin-song, HUANG Xin-yu, ZHOU Yi(142)
- Aeroengine Ground-level Test with Inlet Air Heating
.....LIU Zuo-hong, HE Zhi-qiang, LIU Guo-yin, LIU Jia-xin, KANG Chen, CHENG Lu(148)

Material and Process

- Grinding Path Generation Algorithm for Aeroengine Compressor Blades
.....XIA Gui-shu, LI Jin, DENG Chun-yan, WEI Yong-chao, ZHU Zi-han(154)
- Multiaxial Thermo-mechanical Viscoplastic Constitutive Model and Verification of GH4169 Alloy
.....MAO You-sheng, LI Tong, JIA Wen-bin, LI Xin, LIU Fei-long, FANG Lei(160)
- Spalling Failure Mode Analysis of Aeroengine Ball Bearings
.....YANG Jing-lai, TONG Wen-wei, LI Qing, LIU Yu-jia, XIU Pan-rui, ZHAO Cong(169)

变循环发动机后涵道引射器的研究现状与关键技术

于海涛,施磊,付垚,葛笑楠,朱健
(中国航发沈阳发动机研究所,沈阳 110015)

摘要:变循环发动机是航空发动机的发展方向。相较于传统的航空发动机,变循环航空发动机在加力燃烧室中设置了后涵道引射器这一典型可调几何机构,以满足整机对气动匹配、推力和燃油经济性的需求。讨论了变循环发动机后涵道引射器的发展历程、布置位置、结构形式等,分析了后涵道引射器的结构特征和功能特点,点明了其对加力燃烧室气动热力性能、结构尺寸的影响和对发动机推力、耗油率的影响。同时,结合后涵道引射器的发展历程和技术特征,指出了其在性能、结构和控制等方面需要深入研究的快速响应、精准控制和高可靠性等关键技术。通过对后涵道引射器的讨论和分析,以期变循环发动机乃至未来涡轮基组合循环发动机的后涵道引射器性能和结构设计提供参考。

关键词:后涵道引射器;加力燃烧室;变循环发动机;航空发动机;关键技术

中图分类号:V235.1

文献标识码:A

doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.001

Investigation Status and Key Technologies of Rear Variable Area Bypass Injector of Variable Cycle Engine

YU Hai-tao, SHI Lei, FU Yao, GE Xiao-nan, ZHU Jian

(AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: Variable cycle engine (VCE) is the development direction of the aeroengine. Compared with traditional aeroengines, the afterburner of VCE is equipped with a typical variable-geometry mechanism, the rear variable area bypass injector (RVABI), to meet the whole engine requirements of the aerodynamic matching, thrust, and fuel consumption. The development history, arrangements, and structural forms of RVABI in VCE are discussed, the structural and functional characteristics are analyzed, and the influence on the aerothermal performance and the size of the afterburner, engine thrust, and specific fuel consumption are elucidated. According to the development history and technical characteristics of RVABI, key technologies such as quick response, precise control, and high reliability that need further study in terms of performance, structure, and control are pointed out. The discussions and analyses aim to provide references for RVABI performance and structure design of variable cycle engines and the future turbine-based combined cycle engines.

Key words: rear variable area bypass injector; afterburner; variable cycle engine; aeroengine; key technology

0 引言

随着社会经济的不断发展和军事技术需求的不断提高,航空发动机必须提供更好的燃油经济性指标和更高的推力指标^[1]。为此,科研人员提出了变循环发动机(Variable Cycle Engine, VCE)的概念^[2],通过巧妙设计可变几何机构实现整机循环参数的变化,使发动机既具备涡喷/小涵道比涡扇发动机大推力、可超声速推进的工作能力,又具备涡扇发动机高燃油经济性、远航程、低噪声的技术特征。

欧美国家自 1960 年代起,便开展了变循环发动机的研究工作^[3]。Johnson 在 GE 公司变循环发动机的技术发展报告^[4]中介绍了美国在 1976 年公开披露的其第一代变循环发动机 YJ101,该变循环发动机设计有后涵道引射器(Rear Variable Area Bypass Injector, RVABI)用于保证发动机涵道比大范围变化,实现循环模式变化的工作需求。此后,美国 GE 公司、英国 RR 公司,在所提出的各代变循环发动机典型方案中均设置有后涵道引射器,而且在最新一代变循环发动机——自适应循环发动机(Adaptive Cycle Engine,

收稿日期:2024-04-28 基金项目:国家级研究项目资助

作者简介:于海涛(1981),硕士,高级工程师。

引用格式:于海涛,施磊,付垚,等.变循环发动机后涵道引射器的研究现状与关键技术[J].航空发动机,2024,50(3):1-8.YU Haitao,SHI Lei,FU Yao,et al. Investigation status and key technologies of rear variable area bypass injector of variable cycle engine[J].Aeroengine,2024,50(3):1-8.

ACE)^[5-6]中也依然采用了后涵道引射器,以满足整机循环参数变化的需求。可见,后涵道引射器是变循环发动机典型且重要的可变几何机构,对发动机实现工作模式转换至关重要。中国的研究机构自20世纪90年代开始关注变循环发动机技术,至21世纪初的研究重点主要集中于概念明晰和技术梳理,对于性能、控制等方面的研究较少,对后涵道引射器的技术研究更少。近十余年,在各类专项的支持下,北京航空航天大学、西北工业大学等高校在变循环发动机总体性能、控制方法等领域研究发展迅速,中国科研院所完成了如后涵道引射器等变循环典型机构的关键技术的攻关和验证工作。变循环发动机是现阶段国内外的研究重点,后涵道引射器作为典型可调机构应当得到更多的关注和重视,持续提升技术成熟度,满足整机更苛刻的气动性能匹配和结构可靠性要求。

本文分别针对后涵道引射器的发展历程、布置位置、结构形式等开展讨论,分析后涵道引射器开启方式、轴向位置、结构特点等对加力燃烧室性能和结构的影响,以及对整机循环参数的影响。同时,梳理后涵道引射器在性能、结构和控制等领域尚未完全解决或仍需进一步提升的关键技术,以期为总体专业工程师和加力专业设计师在设计 and 优化变循环发动机后涵道引射器时提供参考。

1 后涵道引射器的发展历程

1.1 国外研究历程

在过去的几十年中,国内外科研人员在变循环发动机的后涵道引射器气动参数匹配和结构设计等方面开展了一系列的研究工作。后涵道引射器通常布置在变循环发动机加力燃烧室中^[7-9],用于改变外涵道气动面积^[10-12],解决常规循环发动机因库塔条件约束导致的内外涵气体流量匹配受限的问题,实现发动机涵道比的调整^[13-15]。后涵道引射器通常与前涵道引射器、模式选择阀、可调低压涡轮导向器等配合工作,满足变循环发动机循环参数灵活变化的需求。虽然后涵道引射器在20世纪60年代随变循环发动机概念一起被提出,但直至1976年才有其较为具体的应用报道。除前文所述的美国空军在小涵道比YJ101涡扇发动机中开展了后涵道引射器对发动机气动性能影响的验证研究外,美国海军也开展了双外涵发动机方案后涵道引射器的验证^[16-18]。第一代变循环发动

机后涵道引射器的布置如图1所示^[19]。图中,LPT为低压涡轮。

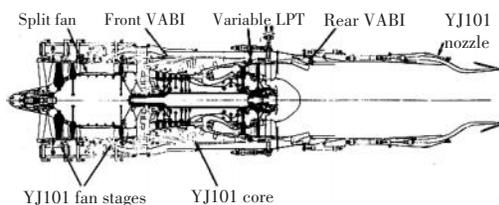


图1 后涵道引射器布置^[19]

此后,美国GE公司开展了第2代变循环发动机GE21的设计^[20]。GE21变循环发动机结构如图2所示。从图中可见,该发动机设计有后涵道引射器、前涵道引射器、可调低压涡轮导向器和核心驱动风扇等典型变循环特征构件。通过调整布置于加力燃烧室的后涵道引射器开启位置改变外涵气动面积,抵消因循环参数变化导致的外内涵流量变化对混合器截面静压平衡造成的影响,从而实现在宽广的飞行包线内发动机涵道比的变化和循环参数的匹配。其工作逻辑是,当发动机需要提高推力时,后涵道引射器关闭至最小,发动机进入涡喷工作模式;当发动机需要更低的耗油率时,后涵道引射器开启至最大,发动机进入涡扇工作模式。20世纪90年代,日本也开展了类似于GE21发动机的HYPR-T方案的设计与验证^[21]。日本HYPR90-C发动机如图3所示。图中,MSV为模式选择阀;HPC为高压压气机;VSV为可调静子叶片;LPT为低压涡轮;NGV为喷嘴导向器。从图中可见,冲压燃烧室前设计有调整气体流量的后可调放气门(后涵道引射器)。

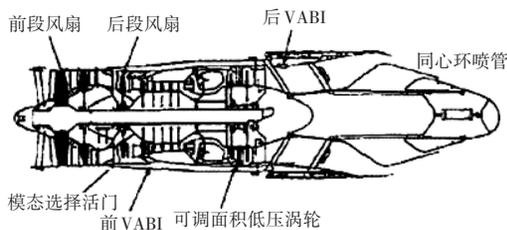


图2 带有后涵道引射器的变循环发动机GE21^[20]

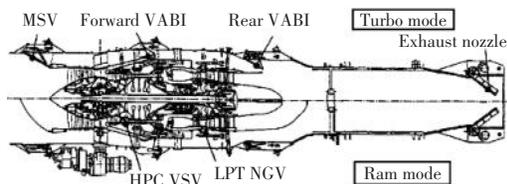


图3 HYPR90-C发动机^[21]

美国军方^[22-23]自2007年先后实施了自适应多用途发动机技术(Adaptive Versatile Engine Technology, ADVENT)、自适应发动机技术发展(Adaptive Engine

Technology Development, AETD)和自适应发动机过渡(Adaptive Engine Transition Program, AETP)等计划^[24-26],支持自适应变循环阶段的发动机研制^[27-28]。目前,美国GE公司和PW公司结合自身技术特点开展了不同构型的ACE方案研究。但无论哪种技术方案,均采用了后涵道引射器满足涵道气体流量变化需求,实现发动机在大推力的涡喷模式与低油耗的涡扇模式之间自由切换。一种典型的自适应循环发动机结构如图4所示。图中,FVABI为前涵道引射器;CFDS为核心机驱动风扇级;HPT为高压涡轮。

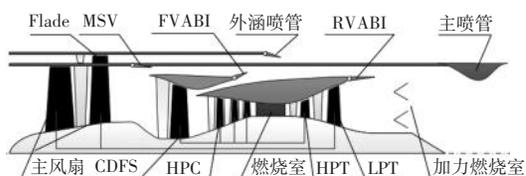


图4 典型的自适应循环发动机结构^[28]

1.2 中国研究进展

中国在变循环发动机后涵道引射器设计领域虽然起步较晚,但近年来也取得了许多成果,突破了诸多关键技术。北京航空航天大学的唐海龙^[29]、空军工程大学的骆广琦等^[30]和张海明等^[31]的研究表明,后涵道引射器配合可调几何部件在不同状态点形成不同的组合方案,提高了整机推力,降低了耗油率;南京航空航天大学的窦健等^[32-33]利用3维计算流体动力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)仿真软件开展了后涵道引射器与前涵道引射器的配合以及对出口总压损失影响的研究,获得了后涵道引射器匹配前涵道引射器工作条件的涵道压力特性;南京航空航天大学的张睿^[34]、张元等^[35]和苟学中等^[36]利用仿真程序完成了变循环整机和部件建模工作,建立了后涵道引射器引射流量的预测模型;上海交通大学的郭令^[3]开展了后涵道引射器调节机构的模块化设计以及性能分析工作。

此外,中国科研院所近年来开展了后涵道引射器设计。利用仿真软件完成了后涵道引射器调节对流动与燃烧影响和作动机构结构强度优化等关键技术研究,分析了后涵道引射器开度对发动机推力等关键指标的影响,解决了气动参数匹配、燃烧组织等气动热力性能问题。在不同状态点,后涵道引射器开度对发动机推力的影响如图5所示。

2 后涵道引射器的结构形式

后涵道引射器除满足发动机流量调节需求,还具有类似常规循环发动机加力燃烧室混合器的作用。相应的,后涵道引射器结构设计涉及2方面问题,一方面是引射器的开启与调节方式,另一方面是引射器在加力燃烧室内的布置位置。这2方面的问题,在性能上不仅会影响加力燃烧室的油气混合与燃烧组织,还会影响整机的气体流通能力和总压损失;在结构上会影响整机的外廓尺寸、零组件数量以及整机质量。因此,需保证后涵道引射器设计的合理性。

2.1 后涵道引射器的开启方式

后涵道引射器的开启方式可分为3类:后涵道引射器流量调节阀沿加力燃烧室轴线前后移动开启;流量调节阀绕加力燃烧室轴线旋转开启;流量调节阀由可旋转摆动的叶片构成,通过调整叶片摆动倾角实现调节。

一种带有前后移动式流量调节阀的后涵道引射器如图6所示^[37]。从图中可见,该方案后涵道引射器的流量调节阀沿着加力燃烧室轴线前后移动完成开启和关闭,实现外涵气动面积变化,满足变循环发动机涵道比调节需求。当后涵道引射器流量调节阀关闭至最小,外涵气流出口将被完全封闭,外涵气流不能进入内涵与内涵高温燃气进行掺混。当后涵道引射器流量调节阀逐渐开启,外涵气通过外涵气流出口进入内涵,完成气体混合并进入加力燃烧室燃烧。

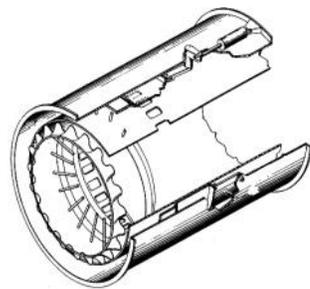


图6 前后移动式的后涵道引射器^[37]

设置有轴向旋转式流量调节阀的后涵道引射器如图7所示^[38]。从图中可见,该后涵道引射器通过曲柄连杆机构运动实现流量调节阀绕加力燃烧室轴向旋转并伴随前后移动,实现引射器开闭和外涵气体流通面积调节,完成内外涵气体掺混、涵道比变化和总体参数的匹配。

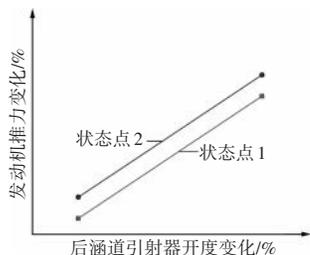


图5 后涵道引射器开度对发动机推力的影响

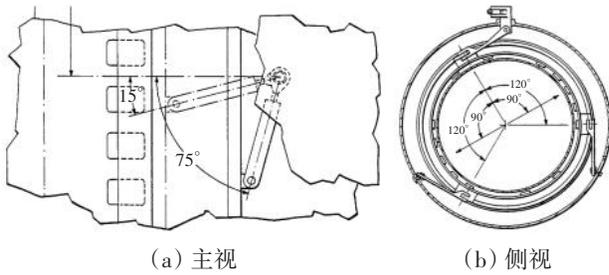


图7 绕轴线旋转式的后涵道引射器^[38]

依靠叶片摆动完成调节的后涵道引射器如图8所示^[19]。从图中可见,该方案的流量调节阀由若干可摆动的叶片构成,通过改变可摆动的叶片倾角实现外涵流通面积的调整,支撑变循环发动机状态变化导致的气动参数匹配变化。值得注意的是,这种流量调节阀明显更具备加力燃烧室可变混合器的技术特征,保证加力燃烧室内油气混合和燃烧组织需求。

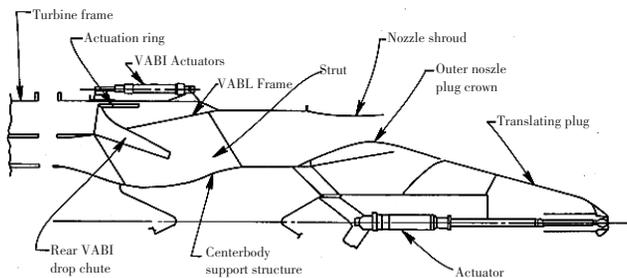


图8 叶片倾角可摆动式的后涵道引射器^[19]

从构型上看,沿加力燃烧室轴向前后移动式开启的后涵道引射器流量调节阀可以提供更大的开度,满足更大的涵道比变化需求,其形成的环缝式气体通道可在相同条件下提供更高的外涵气体流量。绕加力燃烧室轴线旋转的后涵道引射器流量调节阀受开启方式的影响,其轴向可调范围和开启速度均小于前一种。如果完成相同的气动调节需求,第2种引射器会占用更大的几何空间和消耗更长的响应时间。叶片倾角可变的流量调节阀通过恰当的结构设计可以实现向内涵道的摆动和向外涵道的摆动,增大发动机涵道比的调节范围。然而,这种流量调节阀受开启方式限制,会对不同涵道造成较大的流动损失。各研究机构在实际的型号应用中,更多的是以流量调节阀前后移动开启的后涵道引射器为基础开展结构方案设计。2种典型的流量调节阀前后移动后涵道引射器结构如图9所示^[39]。

2.2 后涵道引射器轴向位置

后涵道引射器通常布置在加力燃烧室内,在调节进入内涵的外涵气体时必然会对加力燃烧室内的燃

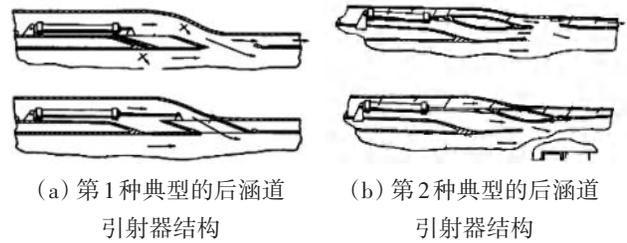


图9 2种典型的前后移动式后涵道引射器结构^[39]

烧组织造成影响。因此,有必要对后涵道引射器的布置位置进行讨论。

加力燃烧室一般采用先喷油,再利用火焰稳定器稳焰和燃烧的模式开展燃烧。根据后涵道引射器组织内外涵气体掺混相对于火焰稳定器的位置,可将后涵道引射器分为前置引射器和后置引射器2种。2种后涵道引射器布置位置如图10所示。前置后涵道引射器先于喷油将外涵低温气体引入内涵与高温燃气进行掺混,这可有效降低加力燃烧室内涵来流温度,降低加力燃烧室内如锥体、稳定器、隔热屏等热端部件在加力燃烧时的热防护压力。同时,更低的来流温度也降低了加力燃油自燃和结焦的风险,为更充分的燃油扩散和油气混合提供了一定便利。然而,更低的来流温度也意味着需要设计更合理的油气混合和燃烧方案保证更高的加力出口总温指标实现。此外,前置后涵道引射器在组织内外涵气体掺混时也会导致加力进口气流湍流度高、掺混损失大,造成较高的总压损失和较大的径向温度梯度,影响加力燃烧室的燃烧稳定性和气动指标。后置后涵道引射器在火焰稳定器后方引入外涵冷气。这种方式虽然也会不可避免的造成气体掺混损失,但是加力燃烧室内气体此时已完成扩压减速,且火焰稳定器后方的加力燃烧室流道高度较高,可一定程度抵消外涵冷气掺混带来流动损失。同时,加力供油和燃烧前的气流未受到外涵冷气的影响,有利于简化油气混合和燃烧组织策略,提供更高的燃烧温度,从而提高发动机推力。通过合理设计后置后涵道引射器流量调节阀形面,可实现内外涵气体快速掺混,充分利用外涵高氧气含量空气改善

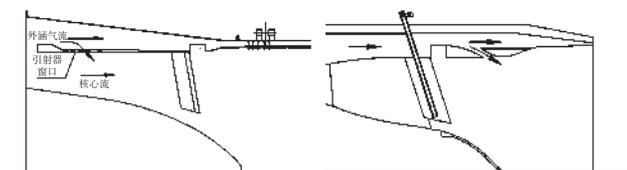


图10 2种后涵道引射器轴向位置

加力燃烧效率,提高加力燃烧温度,保证发动机推力。后置后涵道引射器在有利于加力气动和燃烧组织的同时,也需要合理分配外涵冷气,保证加力热端构件的冷却需求。

前置后涵道引射器和后置后涵道引射器在结构方面也存在着较明显的差异。前置后涵道引射器受加力燃烧室扩散器轴向尺寸限制,难于提供更大的气动面积调整范围,不能支撑更大的涵道比调节需求。同时,受加力燃烧室减速扩压以及气流整流需求约束,前置后涵道引射器会不可避免地增加加力燃烧室扩压器轴向长度,增加整机质量并降低整流、降速效果。后置后涵道引射器因其下游为喷管,可以获得更大的轴向布置空间,实现更大的引射流量调节范围,但这可能会导致加力燃烧室或喷管的轴向尺寸变长,外廓尺寸增大。

2.3 后涵道引射器流量调节阀形状

变循环发动机后涵道引射器在功能上与常规循环发动机加力燃烧室的混合器有相似之处,将外涵气体与内涵气体掺混。因此,后涵道引射器按照外涵气体与内涵气体掺混的形式可分为预混式和射流式2种^[40]。预混式后涵道引射器可将流量调节阀的形面设计为波瓣形、沟槽形或隔栅形,使外涵气流与内涵气流周期性交错接触,增大两股流接触面积,加快两股流的混合,尽量降低加力燃烧室内气体的温度梯度。隔栅型、摆动型、波瓣型、周期开槽型等预混式后涵道引射器结构如图11所示^[41-42]。射流式后涵道引射器的流量调节阀将外涵气体以更快的速度和更高的动量射入内涵气体完成混合,其调节阀形面结构简单,可支持更高的流量调整需求。锥型和槽型等射流式后涵道引射器结构如图12所示^[40]。由此可见,变循环发动机加力燃烧室预混式后涵道引射器的结构和

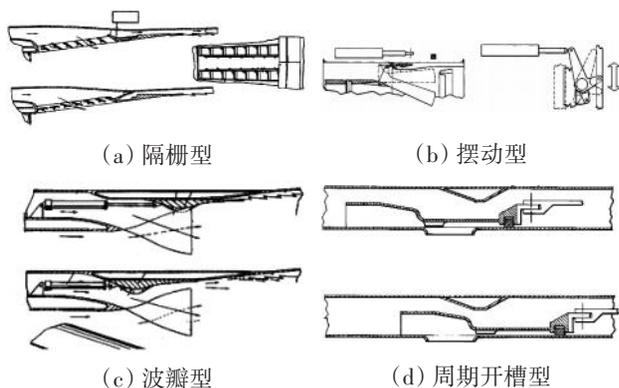


图11 预混式后涵道引射器结构^[41]

作用更近似于常规循环发动机加力燃烧室的波瓣混合器,射流式后涵道引射器的结构和作用则更接近于常规循环发动机加力燃烧室的平行进气混合器。

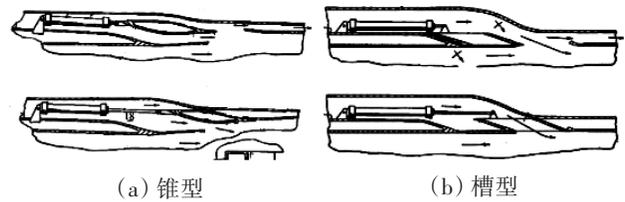


图12 射流式后涵道引射器结构^[40]

3 后涵道引射器工作特性

变循环发动机在指定的风扇外涵进口总压和低压涡轮出口总压或总压比的条件下,通过调整后涵道引射器的开度实现发动机涵道比的变化,完成整机在涡喷模式和涡扇模式之间的转换。通过控制后涵道引射器工作状态改变喷管外内涵出口面积比 A_{18}/A_8 、加力燃烧室进口外内涵压比 P_{11}/P_{16} ,使外涵总压与内涵总压比 π 、涵道比 B 和总压恢复系数 σ 符合总体指标要求。

以带有模式选择阀的双外涵变循环发动机为例,当发动机工作在双外涵模式下时,适当增大后涵道引射器开度,保证前涵道引射器小开度条件下的低涵道压力需求;当模式选择阀完全打开,后涵道引射器开度适当增大从而减小背压对风扇的影响。此外,如变循环发动机加力燃烧室投入工作,则后涵道引射器在调节时应当保证加力内涵气流速度满足加力点火和稳焰的正常需求。

4 后涵道引射器设计关键技术

在过去的几十年中,科研人员解决了后涵道引射器许多技术问题,保证了整机循环参数匹配、加力燃烧室燃烧组织等气动热力性能需求,满足了调节响应速度、结构可靠性等需求。然而,随着飞机作战功能日趋多样化、飞行包线的不断扩大和航程的逐渐增大,发动机必须提供更紧凑的尺寸、更轻的质量和更低的耗油率。后涵道引射器虽然满足了变循环发动机循环参数变换并保证了加力燃烧室的燃烧组织,但必须做出新的变化满足以ACE为代表的新一代VCE结构和功能需求。因此,梳理了后涵道引射器在气动和结构设计领域需要解决的关键技术。

4.1 气体快速掺混与低损失流动

自适应循环发动机加力燃烧室的内涵进口气流速度快、余旋强度高,内外涵气体温度、速度的差异大,但对内外涵道气体流动损失控制严格。在设计后涵道引射器轴向位置和流量调节阀形面时,应尽量破坏外涵射流进内涵后形成的边界层,保证气体快速均匀掺混,降低掺混后的气体温度梯度和氧气浓度梯度,改善气流场和燃烧温度场品质。在设计流量调节阀及其作动机构时,需考虑对外涵道内气体流动损失的影响,在满足开闭速度和控制精度的前提下,采用小迎风面和简单导轨的结构保证外涵道内的气体低损失流动。

4.2 调节阀大行程快速响应与精准调节

变循环发动机的涵道比调节范围在不断增大,后涵道引射器的开启行程也相应延长。在工程实践中,后涵道引射器通常结合加力燃烧室的尺寸设置其流量调节阀的尺寸和作动机构数量。在开启行程大、外廓尺寸大和内外温差高的条件下,设计人员势必要在控制系统和传动机构设计方面开展关键技术攻关,实现各作动机构的快速响应和同步动作,保证流量调节阀能克服气动阻力和摩擦阻力,准确到达指定开度,并保持稳定,避免出现振动或开度偏差影响气动匹配和稳定燃烧。

4.3 传动机构热变形控制和拖动力限制

后涵道引射器一侧处于温度较低的发动机外涵道中,另一侧处于温度很高的加力燃烧室内涵道中,这使其受到很大的热应力。无论是采用增材制造或钣金焊接方法加工的流量调节阀都面临着极高的热变形风险。如果后涵道引射器作动机构和流量调节阀热变形过大,易造成作动机构滑轨磨损、变形,流量调节阀运动不协调,导致气动面积匹配偏离。在极端情况下,可能导致拖动力超限和流量调节阀卡滞,控制系统失灵等严重安全问题。

因此,需利用内、外涵多流道气体与热端构件耦合分析的方法,合理分配冷却气体流量,结合运动学和动力学分析,优化调节机构运动和传力路径,保证热端构件获得高效冷却,避免由于热态尺寸不协调、运动机构不同步等导致拖动力超限或卡滞等问题。

4.4 高可靠性单作动机构调节

轻量化有助于改善发动机燃油经济性,缩减外廓尺寸,提高发动机装配和保障的便利性。现阶段的后

涵道引射器通常根据加力燃烧室外廓尺寸设置2组或4组同步作动机构,满足调节需求。这种设计虽然保证了引射器结构可靠和调节精准,但不可避免的增加了发动机的质量和外廓尺寸,且较多的零组件数量也增加了后勤保障的压力。因此,如能利用单作动机构实现后涵道引射器快速、精准、可靠调节,可显著降低整机质量,缩小发动机外廓尺寸,有助于飞发灵活匹配和提高发动机燃油经济性。

5 总结与展望

变循环发动机的技术发展历程清晰的表明,后涵道引射器是其扩大飞行包线、提高整机气动热力指标的关键可调几何构件。

(1)从开启方式上看,后涵道引射器根据流量调节阀的移动方向分为沿发动机轴线前后移动、轴向旋转和叶片摆动3种方式,其主要的区别在于开启方式和可实现的发动机涵道比变化范围不同,对外涵通道流动损失的影响不同。

(2)从轴向位置看,后涵道引射器根据与火焰稳定器的前后位置,分为前置引射器和后置引射器2种。二者最大的区别在于对加力燃烧稳定性的影响不同,并最终影响加力出口总温和发动机推力水平。后置后涵道引射器虽然可能增大发动机外廓尺寸和质量,但是有利于获得更高的加力燃烧指标。

(3)从内外涵气体掺混形式看,后涵道引射器可分为预混式和射流式2种,其内外涵气体掺混形式的不同导致加力内涵总压损失不同,并影响加力燃烧室内油气混合以及燃烧过程。

(4)后涵道引射器未来必然向着质量轻、体积小、单作动机构的方向发展,实现涵道比快速、大范围、精准调节,不仅要保证加力燃烧室获得更高的燃烧效率和燃烧温度,还要满足自适应循环发动机大推力、快速突防和低油耗、超远航程的技术要求。如后涵道引射器能快速突破“卡脖子”的关键技术,其不仅能够提高变循环发动机的性能水平,还将为以涡轮基组合循环发动机(Turbine-Based Combined Cycle Engine, TBCC engine)为代表的空天动力系统快速发展提供支撑。

参考文献:

- [1] 梁春华. 未来航空发动机技术[J]. 航空发动机, 2005, 31(4): 54-58.
LIANG Chunhua. Future aircraft turbofan engine technologies[J].

- Aeroengine, 2005, 31(4):54-58. (in Chinese)
- [2] 方昌德. 变循环发动机[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2004, 17(3):1-5.
FANG Changde. Variable cycle engine[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(3):1-5. (in Chinese)
- [3] 郭令. 变循环发动机变几何部件机构学设计方法与新机型研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
GUO Ling. The mechanism design method for variable geometry component in variable cycle engine[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2014. (in Chinese)
- [4] Johnson L J. Variable cycle engine developments at general electric[R]. AIAA-97-15033.
- [5] Marco A, Pericles P. The selected bleed variable cycle engine[R]. ASME-GT-1991-388.
- [6] John L B, Raymond R. AFT fan adaptive cycle engine: US, 20120131902A1[P]. 2012-03-31.
- [7] 胡晓煜. 美国全面实施下一代军用航空发动机技术发展计划[J]. 国际航空, 2008(12):40-42.
HU Xiaoyu. United States fully implements the next-generation military aero-engine technology development program[J]. International Aviation, 2008(12):40-42. (in Chinese)
- [8] David C A, Michael J H, Albert C P, et al. Advanced tactical fighter to F-22 raptor: origins of the 21st century air dominance fighter[M]. Reston: AIAA, 1998:203-234.
- [9] 倪金刚. GE航空发动机百年史话[M]. 北京: 航空工业出版社, 2015: 258-274.
NI Jingang. History of GE aeroengine[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2015:258-274. (in Chinese)
- [10] Obaid Y, Mark V A, Richard M M, et al. Military jet engine acquisition: technology basis and cost-estimating methodology[R]. Santa Monica: RAND, 2022:66-71.
- [11] Thomas R D. Engine wars: competition for US fighter engine production[R]. AIAA-1998-3115.
- [12] Morgenfeld T. YF-22A prototype advanced tactical fighter demonstration/validation flight test program overview[R]. AIAA-1992-1087.
- [13] Lockheed Martin. F-22 raptor[R]. London: Jane's International Defense Review, 2012.
- [14] Jane's International Defense Review. Balance of power manufacturers vie for aero-engine of the future[R]. London: Jane's International Defense Review, 2009.
- [15] Jane's International Defense Review. Military engines[R]. London: Jane's International Defense Review, 2011.
- [16] GE. General Electric F120[R]. London: Jane's International Defense Review:2012.
- [17] 刘洪波, 王荣桥. 变循环发动机总体结构方案及模式转换机构研究[J]. 航空发动机, 2008, 34(1):1-5.
LIU Hongbo, WANG Rongqiao. Investigation of general structure and mode transition mechanism of variable cycle engine[J]. Aeroengine, 2008, 34(1):1-5. (in Chinese)
- [18] 尹升奇. 变几何涡轮叶栅气动性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2005.
YIN Shengqi. Flow performance research of variable geometry turbine stage cascades[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2005. (in Chinese)
- [19] Vdovjak J W, Knott P R, Ebacker J J. Aerodynamic/acoustic performance of YJ101/double bypass VCE with coannular plug nozzle [R]. NASA-CR-1987-15986.
- [20] 刘红霞. GE公司变循环发动机的发展[J]. 航空发动机, 2015, 41(2):93-98.
LIU Hongxia. Development of variable cycle engine in GE[J]. Aeroengine, 2015, 41(2):93-98. (in Chinese)
- [21] Itahara H, Nakata Y, Kimura T. Research and development of HYPR90-T variable cycle turbo engine for HST[R]. ISABE-97-7013.
- [22] Jane. US navy instigates variable cycle engine programme[R]. London: Jane, 2011.
- [23] Rebecca G. Adaptive engines[J]. Air Force Magazine, 2012(9):62-65.
- [24] GE. GE aviation begins core testing on advances engine technology[R]. London: Defense Industry Press, 2012.
- [25] GE. GE aviation demonstrates highest core temperatures in aviation history[R]. London: Defense Industry Press, 2013.
- [26] Richard K S. Characteristics of future military aircraft propulsion systems[R]. AIAA 2013-0466.
- [27] 李斌, 赵成伟. 变循环与自适应循环发动机技术发展[J]. 航空制造技术, 2014(20):76-79.
LI Bin, ZHAO Chengwei. Development of variable cycle engine and adaptive cycle engine technology[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2014(20):76-79. (in Chinese)
- [28] 陈敏, 张纪元, 唐海龙, 等. 自适应循环发动机总体设计技术探讨[J]. 航空动力学报, 2022, 37(10):2046-2058.
CHEN Min, ZHANG Jiyuan, TANG Hailong, et al. Discussion on overall performance design technology of adaptive cycle engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(10):2046-2058. (in Chinese)
- [29] 唐海龙. 面向对象的航空发动机性能仿真系统及其应用[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2000.
TANG Hailong. Object-oriented aero-engine performance simulation system and its application[D]. Beijing: Beihang University, 2000. (in Chinese)
- [30] 骆广琦, 李游, 刘琨, 等. 变循环发动机组合变几何调节方案[J]. 航空动力学报, 2014, 29(10):2273-2278.
LUO Guangqi, LI You, LIU Kun, et al. Combines variable geometry regulation schemes for variable cycle engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(10):2273-2278. (in Chinese)
- [31] 张海明, 骆广琦, 孟龙, 等. STOVL型战斗机变循环发动机性能数值模拟[J]. 空军工程大学学报, 2011, 12(6):13-17.
ZHANG Haiming, LUO Guangqi, MENG Long, et al. Numerical simulation on performance of a variable cycle engine for STOVL fighter[J]. Journal of Air Force Engineering University, 2011, 12(6):

- 13-17.(in Chinese)
- [32] 窦健, 吴琼. 变循环发动机后涵道引射器调节工况的数值研究[J]. 电器与自动化, 2020(3):195-197.
DOU Jian, WU Qiong. Research on operating characteristics of rear variable area bypass circular injector of variable cycle engine[J]. Electrical Automation, 2020(3):195-197.(in Chinese)
- [33] 窦健, 汪明生, 吴琼. 变循环发动机后可变面积环形涵道引射器工作特性研究[C]//第八届中国航空学会青年科技论坛论文集. 广东江门: 中国航空学会, 2018:168-174.
DOU Jian, WANG Mingsheng, WU Qiong. Research on operating characteristics of rear variable bypass circular injector of variable cycle engine[C]//8th Youth Technology 8th Youth Technology Conference of Chinese Aerospace Society Articles Collection. Jiangmen Guangdong: Chinese Aerospace Society, 2018:168-174(in Chinese)
- [34] 张睿. 变循环发动机建模及气动性能研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
ZHANG Rui. Research on modeling and aerodynamic performance for variable cycle engine[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018.(in Chinese)
- [35] 王元, 张平平, 李秋鸿, 等. 变循环发动机建模方法研究及验证[J]. 航空动力学报, 2014, 29(11):2643-2651.
WANG Yuan, ZHANG Pingping, LI QiuHong, et al. Research and validation of variable cycle engine modeling method[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(11):2643-2651.(in Chinese)
- [36] 苟学中, 周文祥, 黄金泉. 变循环发动机部件级建模技术[J]. 航空动力学报, 2013, 28(1):104-111.
GOU Xuezhong, ZHOU Wenxiang, HUANG Jinquan. Component-level modeling technology for variable cycle engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(1):104-111.(in Chinese)
- [37] Mchugh D P, Vdoviak J W. Variable slot bypass injector system: US, 56947979[P].1997-12-09.
- [38] Nash D O. Gas turbine engine actuation system: US, 5136840[P].1992-08-11.
- [39] John W V, Donald P M. Variable slot bypass injector system: US, 5694767[P].1997-12-07.
- [40] 冯子轩, 毛建兴, 胡殿印. 变循环调节机构发展现状及关键技术[J]. 航空发动机, 2023, 49(1):18-26.
FENG Zixuan, MAO Jianxing, HU Dianyin. Review on the development of adjusting mechanism in variable cycle engine and key technologies[J]. Aeroengine, 2023, 49(1):18-26.(in Chinese)
- [41] 王荣桥, 刘阳, 申秀丽, 等. 一种变循环发动机模式转换机构中的可调前涵道引射器: 中国, CN200920277530[P].2009-12-18.
WANG Rongqiao, LIU Yang, SHEN Xiuli, et al. A front variable area bypass injector of conversion mechanism for variable cycle engine: China, CN20090277530[P].2009-12-18.(in Chinese)
- [42] Hou G, Wang J, Anita L. Numerical methods for fluid-structure interaction—a review[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2004, 60(1):213-223.

(编辑: 兰海青)

燃料与空气预混方法及性能研究进展

刘小克¹, 刘恩惠², 刘 潇³

(1. 中国航发沈阳发动机研究所, 2. 中国航发燃气轮机有限公司: 沈阳 110015;
3. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001)

摘要: 随着大气污染物排放标准的日益严格, 低排放燃烧技术已成为先进燃气轮机发展的关键技术之一。在气态燃料低排放燃烧室中, 燃料与空气的预混均匀性是影响 NO_x 生成的关键因素。基于污染物生成机理及控制方法, 指出了燃料空气预混均匀性与 NO_x 排放的关系, 即均匀性越好, NO_x 排放越少。根据现有研究内容, 从结构参数、旋流/湍流强度、预混距离以及边界条件(温度和压力)等 4 个方面梳理了国内外提高低排放燃烧室内燃料与空气预混均匀性的研究进展, 提出可以通过增大旋流数、燃料穿透深度、预混长度等参数以提高预混均匀性, 指出了目前研究中缺少小尺寸短距离空间内燃料与预混均匀性的预测。基于低排放燃烧室技术水平和发展趋势, 认为未来的研究方向应为短距离、受限空间内燃料与空气预混均匀性的定量预测与评估。

关键词: 低排放燃烧室; 燃气轮机; NO_x 排放; 预混均匀性

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.002

Research Progress on Fuel-Air Premixing Method and Performance

LIU Xiao-ke¹, LIU En-hui², LIU Xiao³

(1. AECC Shenyang Engine Research Institute;

2. AECC Gas Turbine Company; Shenyang 110015, China;

3. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: With the increasingly stringent emission standards of air pollutants, low-emission combustion technology has become one of the key technologies in the development of advanced gas turbines. The uniformity of fuel-air premixing is the key factor affecting NO_x generation in a low-emission combustion chamber with gaseous fuel. Based on the mechanism of pollutant generation and control methods, the relationship between premixing uniformity and NO_x emissions is pointed out, the better the uniformity, the less NO_x emissions. According to existing research contents, the research progresses on improving fuel-air premixing uniformity in low-emission combustion chambers at home and abroad is summarized from four aspects: the structural parameters, swirl/turbulence intensity, premixing distance, and boundary conditions (temperature and pressure). It is suggested that the premixing uniformity can be improved by increasing the swirl number, fuel penetration depth, premixing length, etc. It is pointed out that the prediction of fuel and premixing uniformity in small-size and short-distance space is lacking in recent research. Based on the technical level and development trend of low-emission combustion chamber, it is believed that the future research direction should be the quantitative prediction and evaluation of fuel-air premixing uniformity in short-distance and confined spaces.

Key words: low emissions combustion chamber; gas turbine; NO_x emission; premixing uniformity

0 引言

燃气轮机是一种将热能转换为机械能的动力装置^[1], 凭借单机功率大、起动速度快、污染物排放低等优点, 广泛应用于船舶、航空和发电等领域^[2]。随着大气污染物排放标准的日益严苛, 低排放燃烧技术已成

为支撑先进燃气轮机发展的关键技术之一。

燃气轮机的污染物主要包括 NO_x 和 CO。当前, 采用先进的低排放技术通过提高燃料与空气的均匀性来避免产生局部高温区, 从而减少 NO_x 和 CO 的排放。国内外学者通过多种途径提供燃料与空气的预混均匀性。三菱公司的 M701F 型燃气轮机燃烧室^[3]、

收稿日期: 2024-01-05 基金项目: 航空动力基础研究项目资助

作者简介: 刘小克(1980), 男, 高级工程师。

引用格式: 刘小克, 刘恩惠, 刘潇. 燃料与空气预混方法及性能研究进展[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 9-16. LIU Xiaoke, LIU Enhui, LIU Xiao. Research progress on fuel-air premixing method and performance[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 9-16.

GE公司的LM6000燃烧室^[4]、西门子公司的HR3燃烧器^[5]以及中国的R0110燃气轮机燃烧室^[6]均通过改变旋流器及燃料喷射结构(燃料孔数、燃料孔位置等)来提高燃料与空气的预混均匀性;邵卫卫等^[7]、孙付军等^[8]通过延长预混距离,给燃料与空气混合提供了充足的空间和时间,从而提高燃料与空气的预混均匀性;赵铁铮^[9]、Reichel等^[10]通过提高湍流或旋流强度,促进燃料与空气的混合。

本文从污染物生成机理、燃料/空气预混均匀性与排放的关系出发,对提高燃料与空气预混均匀性的方法展开综述。

1 燃料/空气预混均匀性与排放的关系

NO_x 和CO是燃气轮机燃烧室的主要污染物。CO的产生主要有3种路径:富燃条件下燃烧不完全产生的CO;高温条件下 CO_2 热解产生的CO;局部火焰淬熄产生的CO。

多数学者认为 NO_x 的生成量与燃料与空气的预混均匀性密切相关,均匀性越好, NO_x 的生成量越少^[11]。 NO_x 生成量与燃料/空气混合均匀度关系如图1所示。冯冲等^[12]总结出均匀性与 NO_x 生成量的关系(图1(a));Leonard等^[13]以LM6000燃烧室为研究模型得出燃料与空气预混均匀性、温度与 NO_x 生成量的关系(图1(b))。在相同火焰温度时,混合效果越差, NO_x 生成量越多,这是由于混合效果差时,存在局部高当量比区域,局部存在高达2000 K的高温热点,导致 NO_x 生成量增加。邵卫卫等^[7]等通过0维模拟分析了预混不均匀度(Spatial Mixing Deficiency, SMD)对 NO_x 排放的影响(图1(c))。当 $\text{SMD}>5\%$ 且绝热火焰温度高于1800 K时, NO_x 生成量随SMD的提高迅速增多,并建议将预混燃烧室内预混不均匀度的下限设置为5%。

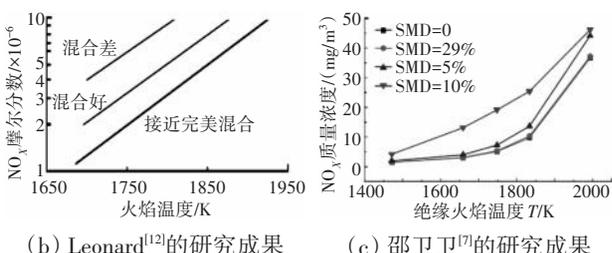


图1 NO_x 生成量与燃料/空气混合均匀度关系

Vasilev等^[13]采用模拟和试验相结合的方法研究了均匀性与 NO_x 之间的关系, NO_x 生成量与 CH_4 不均匀性的关系(空气入口压力为340 kPa)如图2所示, NO_x 生成量随着不均匀度的提高而增多。Syed等^[14-15]提出随着不均匀性的降低, NO_x 生成量减少,反应的活化温度升高,并结合释热率、混合均匀性和 NO_x 的动力学构建高压环境的 NO_x 预测模型。

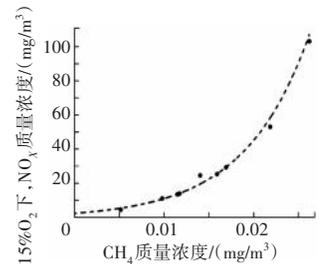


图2 NO_x 生成量与 CH_4 不均匀性的关系(空气入口压力为340 kPa)

根据 NO_x 的生成路径将其分为热力型、快速型、 N_2O 中间型和燃料型。其中,热力型 NO_x 所占的比例最高,生成量受主燃区燃烧温度、当量比以及烟气停留时间等因素的影响。主燃区温度对污染物生成量的影响如图3所示,在主燃区燃烧温度低于1800 K时,热力型 NO_x 的生成量极少;在主燃区燃烧温度高于1800 K时,热力型 NO_x 的生成量与燃烧温度呈指数形式增长,燃烧温度每升高100 K, NO_x 排放量约增多6~7倍^[16]。CO的生成量随燃烧温度的升高先减少后增多,燃烧温度升高,高温条件下CO氧化为 CO_2 ,导致CO的生成量减少。但在燃烧温度高于1900 K时, CO_2 会被分解为CO,导致CO的生成量增多。Lefebvre等^[17]提出将燃烧温度控制在1680~1900 K范围内的CO和 NO_x 生成量均相对较少,因此,控制主燃区燃烧温度是实现低排放燃烧技术的关键。

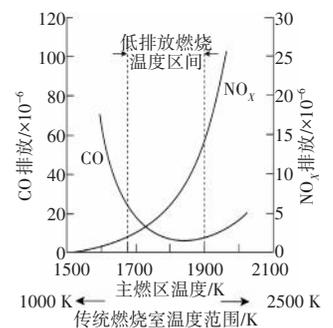


图3 主燃区温度对污染物生成量的影响^[18]

控制 NO_x 排放的方法主要有3种:催化燃烧技术、湿式低排放技术和干式低排放技术。催化燃烧技术是利用催化剂将氮氧化物还原为 N_2 ,该技术需要添加额外的催化反应器且催化反应器的使用寿命较短、催化剂存在中毒失效的风险,导致该技术的应用十分受限;湿式低排放技术通过向燃烧室内注入高纯度水或蒸气来降低燃烧温度。由于该技术需要增加制备水或蒸气的设备,成本较高,并且注入水或蒸气会影响燃气轮机热部件的使用寿命,限制了该技术的应用和

发展;干式低排放燃烧技术通过改进旋流器或燃烧室的结构使燃料与空气进入燃烧区前充分混合^[19-20],将燃烧区温度控制在 1680~1900 K,进而抑制 CO 和 NO_x 的生成。与前 2 种技术相比,干式低排放燃烧技术具有结构相对简单、无需后期维护、运行成本较低的优点,是目前控制 NO_x 应用最广泛的方法。

2 提高燃料与空气预混均匀性的主要方法

燃料与空气的混合均匀性是影响燃烧室温度分布以及污染物生成量的重要因素之一^[21]。提高燃料与空气预混均匀性的措施主要有 4 种:提高旋流/湍流强度;增加燃料穿透深度;增强促进混合的涡的尺度和强度;足够长的预混距离。

2.1 结构参数的影响

旋流器或燃料喷管结构参数的变化将影响旋流/湍流强度、燃料穿透深度以及涡的强度和尺度,因此被学者广泛关注。Terasaki 等^[22]对比了 3 种不同结构(双旋流燃烧器、小轮毂旋流燃烧器和大轮毂旋流燃烧器)燃烧器的 NO_x 生成量,双级旋流器与传统旋流器结构如图 4 所示。从图中可见,双旋流燃烧器的 NO_x 生成量明显少于其他 2 个旋流器的,例如,在绝热火焰温度为 1800 K 且参考风速为 15 m/s 时,双旋流燃烧器 NO_x 生成量约为小轮毂旋流燃烧器的 1/2、大轮毂旋流燃烧器的 1/4。双旋流燃烧器的燃料与空气能够快速掺混,火焰上游的当量比更均匀。此外,还发现双旋流燃烧具有高燃烧效率,低 NO_x 生成量的优势,说明该型燃烧器能够兼顾低排放与高燃烧效率的要求,更适合实际应用。

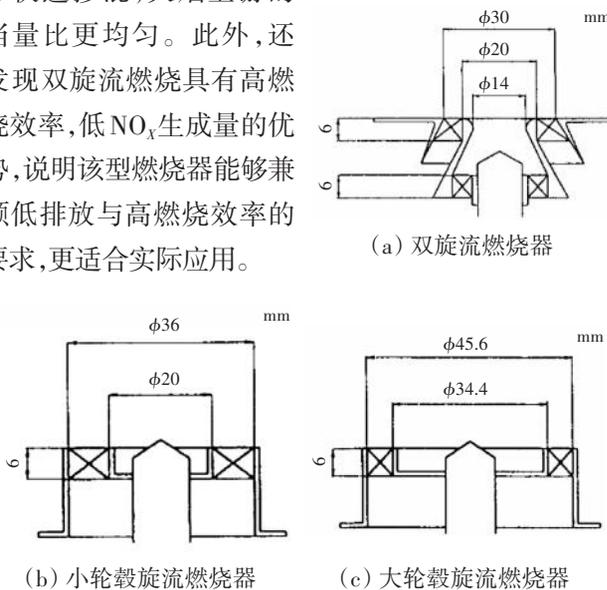


图 4 双级旋流器与传统旋流器结构^[22]

R0110 重型燃气轮机燃烧室是中国自主研发的第 1 台低排放燃气轮机燃烧室,其结构以及以及燃料

导管改造前后如图 5 所示。为了实现低 NO_x 排放,该燃烧室采用径向分级的方式布置燃料,可将燃料分为环形区燃料、中心燃烧区的预混燃料和值班燃料,但依然存在燃料与空气预混不均匀的问题,其原因为^[6]:

- (1)燃料导管位于旋流器上游,燃料/空气预混通道内无法利用湍流的扰动和旋流的作用强化燃料与空气的混合;
- (2)预混通道的长度较短,导致预混距离较短;
- (3)燃料与空气的射流动量比较小,燃料穿透深度较小;
- (4)燃料导管上的燃料孔过于密集,燃料集中无法向周围扩散。

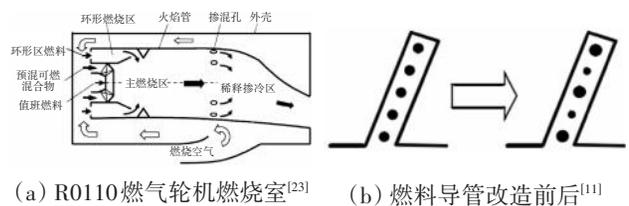


图 5 R0110 燃气轮机燃烧室以及燃料导管改造前后^[11]

基于上述问题将燃烧室结构调整为:

- (1)将旋流器调整到预混通道的上游^[23],预混不均匀度从原来的 51.8% 降低到 16.7%;
- (2)改变燃料喷射方向以及燃料孔位置,不均匀度降低到 10% 左右;
- (3)改进 HR3 燃烧器,如图 6 所示。燃料孔按照大小孔交错的方式布置(图 6(b))后旋流器入口和出口处的不均匀度降低 30% 以上^[6,11];

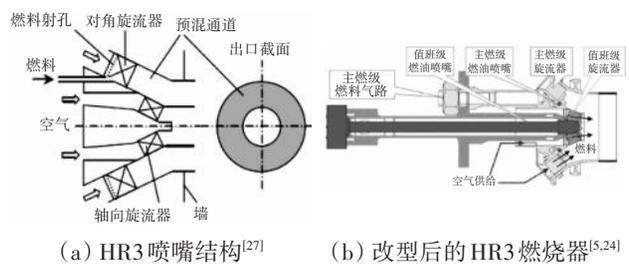


图 6 HR3 燃烧器

- (4)燃料喷射孔的孔数固定不变,减小总开孔面积,可有效提高射流动量比,促进燃料与空气的混合。

西门子公司研发的 HR3 燃烧器(图 6(a)),通过燃料与空气分级的方式实现燃料与空气的均匀预混,由于 HR3 型燃烧器排放较低且回火性能良好,将其改造为适用于两相燃料的 Vx4.3a 型燃烧室。改进型燃烧器其由同心布置的主燃级(预混燃烧)和中心值班级(扩散燃烧)组成,黄色、绿色和红色分别表示主

燃级、值班级和值班级燃油供给通道。HR3燃烧器自1996年起应用于西门子的SGT5-4000F重型燃气轮机^[5], NO_x 和CO排放分别低于 1.5×10^{-5} 和 1×10^{-5} ^[24]。安萨尔多公司在HR3燃烧器基础开发了VeLoNO_xT燃烧系统,已经应用于E级(AE94.2)和F级(AE64.3A/AE94.3A)的工业燃气轮机^[25-26],以天然气为燃料的AE64.3A燃气轮机的 NO_x 和CO排放分别为 2.5×10^{-5} 和 1.5×10^{-5} ^[25]。

三菱公司以M701F型燃气轮机燃烧室为研究对象,通过增加燃料孔数并将燃料孔布置在空心叶片上,提高了燃料与空气的预混均匀性^[3]。燃料孔位置改进前后对比如图7所示,燃料孔数的增加相当于促进燃料与空气混合的旋涡数量增加,燃料孔布置在空心叶片上也相当于延长了燃料与空气的预混距离。全负荷条件下 NO_x 由改造前的 2.3×10^{-5} (大概值)降低到 1.5×10^{-5} 以内。GE公司基于LM6000燃气轮机燃烧室探究了3种燃料供应模式^[4]下的燃料与空气的预混均匀性,LM6000的燃料供应模式如图8所示。模式1(图8(a))的燃料孔位于旋流器出口侧中心体上,燃料与空气的预混均匀性较差;模式2(图8(b))中设置了8根径向布置的燃料导管,每根燃料导管上布置3个燃料孔,其 NO_x 排放可以达到 1×10^{-6} (体积分数)量级;模式3(图8(c))的燃料孔位于外旋流器叶片上,总体效果与模式2差不多,但喷嘴出口处的均匀性较差。由于外叶片上需要开设燃料孔,需将其叶片做成中空,结构略显复杂。

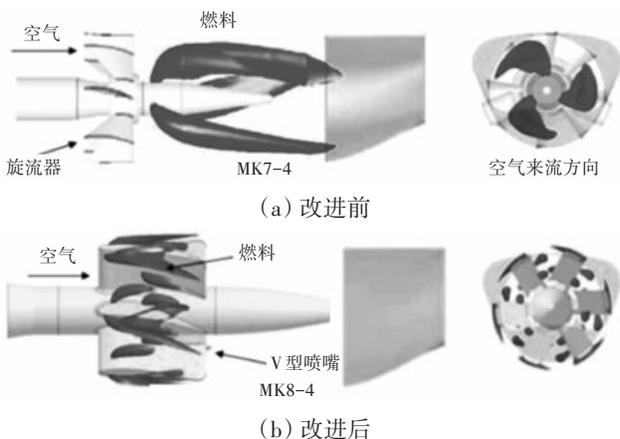


图7 燃料孔位置改进前后对比^[3]

赵铁铮^[9]通过改变同轴分级旋流器的燃料孔数、孔位置和孔径,发现燃料孔数由2个增加至10个时,涡数量增加,燃烧室出口 NO_x 的排放量先减少后

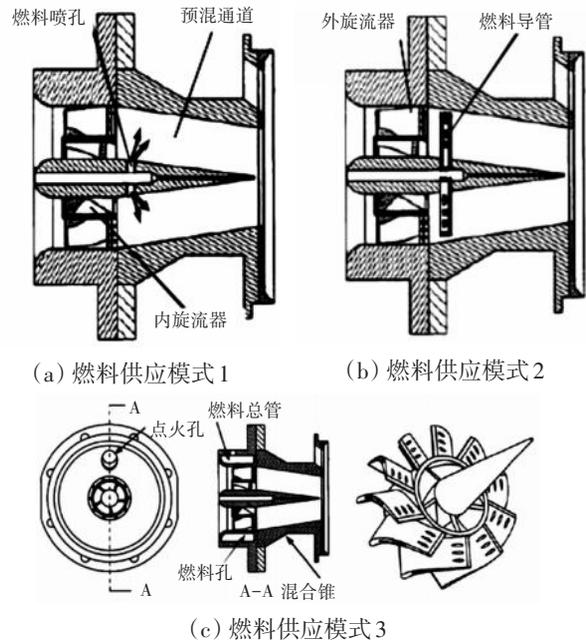
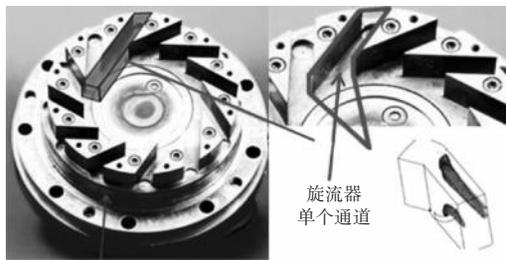


图8 LM6000的燃料供应模式^[4]

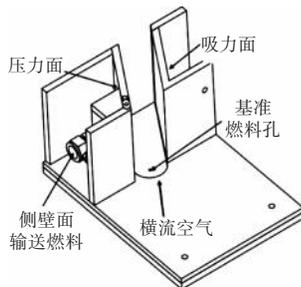
增大。主燃2级燃料孔位置在靠近叶片中心位置处时,燃料与空气的预混均匀性提高,高温区面积较小、最高温度较低,燃烧效率由97.7%提高至99.9%, NO_x 排放明显减少;增大燃料孔孔径,燃料射流深度减小,预混均匀性降低, NO_x 排放增多。方刚毅等^[28]通过分析喷射孔径、叶片角度等因素对燃料与空气预混的影响,提出喷射孔径对初始燃料浓度分布和燃料与空气最终的预混效果十分重要,并针对其研究的结构提出弱旋流时提高孔板阻塞比或叶片角度能提高旋流强度,从而提高燃料与空气的混合效果。黄行良等^[29]提出减小燃料喷孔的孔径、采用旋流器与燃料喷孔合并的结构、合理布置燃料喷孔位置均能有效改善预混均匀性。索建秦等^[30-31]指出选取喷孔孔径和喷孔位置应保证燃料射流深度适中,才能有利于混合。预混长度有限时,燃料孔位置对预混均匀性的影响小于燃料孔直径的^[32]。

Choi等^[33]发现燃烧室中涡破碎和回流区的存在有利于提高燃烧和空气的预混效果。Lückoff等^[34]提出对于部分预混的空气与燃料,大结构涡能够促进燃料与空气的预混,减少 NO_x 生成量,对于完全预混的燃烧过程,大结构涡诱导燃料与空气混合的作用较小。于宗明等^[21]采用阵列驻涡技术中涡与流体边界处的高湍流作用强化燃料与空气的混合。同时,进动涡核的生成、演变也影响燃料与空气的混合过程^[35-37]。

Agbonzikilo 等^[38]采用 CFD 模拟耦合试验设计的方法模拟了径向旋流器单流道内的流动和混合过程,径向旋流器的单流道如图 9 所示,燃料从基准燃料孔和侧面燃料孔进入流道内与空气混合。研究表明:燃料孔孔数、孔直径和孔间距离是决定最佳燃料混合的参数。Agbonzikilo 等^[39]利用冷态流场中燃料与空气的温度差异表示混合效果,其中,燃料和空气的温度分别为 25 °C 和 300 °C,研究发现燃料从吸力面喷出时,流道内的温度分布比其从压力面喷入时更均匀,原因是燃料从吸力面喷出时,射流的有效动量比压力面射流的提高了 9 倍。因此,燃料从吸力面喷出时更有利于燃料与空气的混合。



(a) 单流道



(b) 压力面与吸力面

图9 径向旋流器的单流道

刘恩惠等^[40]发现燃料由背风侧进入流道时,燃料与空气的速度比约为迎风侧时的 10 倍,燃料的穿透深度更大,单流道出口均匀性为 49.43%,比迎风时高约 10%。因此,认为燃料从背风侧喷出更有利于实现燃料与空气短距离内快速且均匀的混合。赵岩^[41]研究发现,当燃料与空气的动量比过高时,射流深度过深,导致燃料集中在外壁面;当燃料与空气的动量比过低时,射流深度不足,燃料集中在内壁面,无法实现燃料与空气的均匀预混。因此,需要得出预混均匀性能最佳时燃料与空气的动量比。

2.2 旋流/湍流强度的影响

赵岩^[41]研究发现,在空气的旋流强度较大时,旋流空气因没有完全卷吸燃料而导致燃料与空气混合

不均匀;在旋流强度较低时,湍流扰动对燃料与空气混合的促进作用较弱,导致燃料与空气混合不均匀。预混通道结构的扩张和收缩均会加强湍流的扰动作用,促进燃料与空气的混合。孙付军等^[8]认为叶片角度增大,旋流和湍流的强度增加,燃料与空气的预混均匀性增加。李耀强^[42]认为燃料供给方式和叶片角度对燃料与空气的预混均匀性和 NO_x 生成量影响较大。在叶片角度过大时,旋流强度较大,轴向速度较低,燃气停留时间较长,燃料与空气充分混合,但燃料有贴壁的趋势;在叶片角度过小时,旋流强度较小,轴向速度提高,燃气停留时间较短,导致燃料空气混合不充分。李耀强将燃料孔改为燃料导管后,燃料径向分布更均匀, NO_x 由原来的 $1 \times 10^{-5} \sim 2 \times 10^{-5}$,降低到 1×10^{-5} 以内。谢岩等^[43]提出多级旋流器内级的旋流角从 30° 增加到 50° 时,燃料与空气混合的更均匀。Yimer 等^[44]通过实验设计方法分析了燃料与空气的动量比、旋流数、旋流方式、燃料孔孔数以及入口空气温度对预混不均匀度的影响,根据各变量对预混不均匀度的显著性由强到弱排序为:动量比>燃料孔数>旋流数>旋流类型>入口空气温度,前 3 项为显著项。其中,动量比与燃料孔数之间的交互作用对预混不均匀度的影响也是显著的。Reichel 等^[10]通过试验方法发现,在旋流数较高或预混距离较长时,燃料与空气始终均匀预混。刘明艳等^[45-46]发现激励器产生旋涡,使流场内的湍流强度增加,强化了射流与周围流体的混合过程。

2.3 预混距离的影响

多数学者认为燃料与空气的预混均匀性随着轴向距离的延长而提高。邵卫卫等^[7]的研究发现预混长度对预混不均匀性的影响如图 10 所示。从图中可见,不均匀性随着预混段长度延长而降低,但均匀性降低的幅度逐渐减弱。旋流强度随着预混段长度延长而逐渐降低,旋流强度的改变将影响火焰的稳定燃烧范围。孙付军等^[8]也提出增加预混段有利于促进燃料与空气的均匀预混,但易影响火焰燃烧稳定性。徐倩等^[47]延长了喷嘴的轴向距离,为燃料与空气混合提供充足的时间,燃料与氧气的浓度场更均匀,燃烧室内的最高燃烧温度

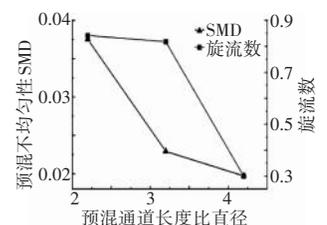


图10 预混长度对预混不均匀性的影响

由 1973.65 K 降低到 1935.88 K, 烟气中 NO_x 的体积分数由 188.08×10^{-6} 减小到 143.37×10^{-6} 。包文飞等^[48]通过延长预混段长度来提高 R0110 燃气轮机燃烧室内的预混均匀性。

2.4 温度和压力的影响

入口温度和入口压力对燃料与空气均匀性的影响也备受关注。Vasilev 等^[13]研究了不同均匀度时 NO_x 生成量与空气入口压力的关系, 如图 11 所示。从图中可见, 线 1~4 的不均匀度分别为 0.00517、0.0098、0.0169 和 0.0262。在不均匀性很低时, 入口空气的压力对 NO_x 的影响很小; 在不均匀性越差时, NO_x 的生成量越依赖入口空气的压力。Biagioli 等^[49]采用 CHEMKIN 模拟与试验相结合的方法研究了压力和燃料与空气的预混不均匀度对 NO_x 排放的影响, 发现随着压力的提高, 预混不均匀度对 NO_x 排放的影响更显著。孙宝成^[50]通过数值模拟方法研究发现入口空气压力提高, 空气流速降低, 燃料与空气的动量比降低, 燃料的穿透深度增加, 燃料与空气的混合更均匀; 随着空气入口温度升高, 空气流速提高, 燃料与空气的动量比降低, 燃料的穿透深度减小, 燃料与空气的混合效果变差。Stopper 等^[51]

采用 1 维拉曼测量方法使 SGT00 燃烧室内预混程度量化, 发现当长度尺度为 0.6~0.8 mm 时, 压力和入口速度对燃料与瞬时混合物分数均无显著影响。

2.5 存在的问题及展望

基于上述研究现状可以发现, 国内外学者从多个角度对燃料与空气预混均匀性做了大量研究, 研究技术相对成熟, 但还存在以下问题: (1) 多数研究都是定性和定量分析, 缺少对燃料与空气预混均匀性的预测; (2) 目前大多数研究的预混距离不受限或以燃烧室为模型, 而旋流器通道内燃料与空气的预混均匀性对整个燃烧场温度和污染物的影响也是至关重要的, 现有文献对短距离、受限空间内燃料与空气流动、扩散、混合过程的研究不太深入, 今后还需针对上述问题展开分析。

3 结论

(1) 旋流器或燃料管结构参数影响燃料的穿透深

度, 存在最佳穿透深度使燃料与空气的预混均匀性最佳。

(2) 湍流或旋流的扰动作用均会促进燃料与空气的混合过程, 但应避免湍流或旋流强度过高或过低削弱混合效果。

(3) 燃料与空气的预混均匀性随着预混距离的延长而提高, 预混距离将影响旋流强度和火焰稳定性等, 在实际设计中应综合考量选择最佳的预混距离。

(4) 在不同条件下, 温度/压力对燃料与空气预混均匀性的影响不一致, 需结合特定结构具体分析。

参考文献:

- [1] 牛利民, 李淑英. 船舶燃气轮机结构[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2007: 2.
NIU Limin, LI Shuying. Marine gas turbine structure[M]. Harbin: Harbin Engineering University Press, 2007: 2. (in Chinese)
- [2] 刘光宇. 船舶燃气轮机装置原理与设计[M]. 哈尔滨: 哈尔滨船舶工程学院出版社, 1992: 1.
LIU Guangyu. Principle and design of marine gas turbine installation [M]. Harbin: Harbin Shipbuilding Engineering Institute Press, 1992: 1. (in Chinese)
- [3] Tanimura S, Nose M, Ishizak K, et al. Advanced dry low NO_x combustor for mitsubishi G class gas turbines[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2008. Berlin, Germany: ASME, 2008: 1-9.
- [4] Frazier R T. Fuel/air mixing and NO_x formation in a lean premixed gas turbine combustor[D]. Chicago: University of Illinois, 2001.
- [5] Kock B F, Prade B, Witzel B, et al. Combustion system update SGT5-4000F: design, testing and validation[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2013. Texas: ASME, 2013: 1-10.
- [6] 冯冲, 祁海鹰, 谢刚, 等. R0110 燃烧室预混均匀性与排放的研究[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(8): 1431-1434.
FENG Chong, QI Haiying, XIE Gang, et al. Study on premixing uniformity and emission of R0110 combustor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(8): 1431-1434. (in Chinese)
- [7] 邵卫卫, 赵岩, 刘艳, 等. 燃气轮机燃烧室预混燃烧器天然气燃料/空气掺混均匀性研究[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(3): 795-803.
SHAO Weiwei, ZHAO Yan, LIU Yan, et al. Investigation of fuel/air mixing uniformity in a natural gas premixed burner for gas turbine combustor applications[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(3): 795-803. (in Chinese)
- [8] 孙付军, 郭璐华, 李辉, 等. 多点喷射贫预混喷嘴燃料/空气混合特性研究[J]. 推进技术, 2023, 44(2): 1-11.
SUN Fujun, GUO Luhua, LI Hui, et al. Fuel/air premixing characteristics of lean premixed injectors with multi-points injection[J]. Journal of Propulsion Technology, 2023, 44(2): 1-11. (in Chinese)
- [9] 赵铁铮. 同轴分级天然气低排放燃烧室流动与燃烧特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2023.

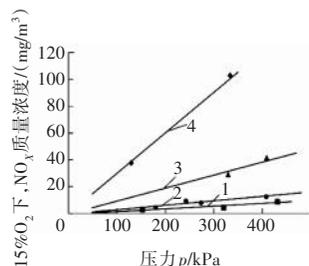


图11 不同均匀度时 NO_x 生成量与空气入口压力的关系^[13]

- ZHAO Tiezheng. Study on flow and combustion characteristics of internally-staged natural gas low emission combustor[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2023. (in Chinese)
- [10] Reichel T G, Terhaar S, Paschereit C O. Flashback resistance and fuel-air mixing in lean premixed hydrogen combustion[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2018, 34(3): 690-701.
- [11] 冯冲, 祁海鹰, 谢刚, 等. 干式低NO_x燃气轮机燃烧室的燃料/空气预混均匀性问题分析[J]. *中国电机工程学报*, 2011, 31(17): 9-19.
- FENG Chong, QI Haiying, XIE Gang, et al. Analysis on the issue of fuel/air premixing uniformity of the dry low NO_x gas turbine combustor [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2011, 31(17): 9-19. (in Chinese)
- [12] Leonard E G, Stegmaier J. Development of an aeroderivative gas turbine dry low emissions combustion system[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1994, 116(3): 542-546.
- [13] Vasil'ev V D, Bulysova L A, Berne A L. Effect of the air - fuel mixing on the nox yield in a low-emission gas-turbine plant combustor[J]. *Thermal Engineering*, 2016, 63: 246-252.
- [14] Syed K J, Buchanan E. The nature of nox formation within an industrial gas turbine dry low emission combustor[C]//*Proceedings of ASME Turbo Expo 2005*. Chicago: ASME, 2005: 1-8.
- [15] Syed K J, Roden K, Martin P. A novel approach to predicting NO_x emissions from dry low emissions gas turbines[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines Power*, 2006, 129(3): 271-280.
- [16] 刘爱骥. 气体燃料燃气轮机低排放燃烧室技术发展现状及水平[J]. *沈阳航空航天大学学报*, 2018, 35(4): 1-28.
- LIU Aiguo. Technology development status and level of low emission combustor for gas turbine using gas fuel[J]. *Journal of Shenyang Aerospace University*, 2018, 35(4): 1-28. (in Chinese)
- [17] Lefebvre A H, Whitelaw J H. *Gas turbine combustion*[M]. CRC Press, 1983: 392.
- [18] 赵坚行. 民用发动机污染排放及低污染燃烧技术发展势[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(6): 986-996.
- ZHAO Jianxing. Pollutant emission and development of low-emission combustion technology for civil aero engine[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(6): 986-996. (in Chinese)
- [19] Alkabi H, Mcmillan R, Noden R, et al. Dual fuel Dry Low Emissions (DLE) combustion system for the abb alstom power 13, 4 MW cyclone gas turbine[R]. *ASME 2000-GT-0111*.
- [20] Kowkabi M, Noden R, Pietro S D. The development of a dry low NO_x combustion system for the egt typhoon[R]. *ASME 1997-GT-060*.
- [21] 赵玮杰, 于宗明, 贺红娟, 等. 燃气轮机燃烧室预混喷嘴排放性能的试验和数值研究[J]. *推进技术*, 2020, 41(2): 362-371.
- ZHAO Weijie, YU Zongming, He Hongjuan, et al. Experiment and numerical study on emission characteristics of premixing fuel nozzle in gas turbine combustor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(2): 362-371. (in Chinese)
- [22] Terasaki T, Hayashi S. The effects of fuel-air mixing on NO_x formation in non-premixed swirl burners[J]. *Symposium on Combustion*, 1996, 26(2): 2733-2739.
- [23] 祝俊宗, 胡羽, 夏单城, 等. 改善低NO_x燃烧室预混均匀性的结构优化策略[J]. *中国电机工程学报*, 2017, 37(21): 6353-6362.
- ZHU Junzong, HU Yu, XIA Dancheng, et al. Structural optimization strategy of improving the premixing uniformity in a low NO_x combustor [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2017, 37(21): 6353-6362. (in Chinese)
- [24] Siemens. Technical data for the SGT5-4000F[EB/OL]. (2024-05-01) [2024-03-05]. <https://www.Siemens-energy.Com/global/en/offerings/power-generation/gas-turbines/sgt5-4000f.html>.
- [25] Torbidoni L, Abba L. Ansaldo energia AE64.3A gas turbine upgrade [C]//*Proceedings of ASME Turbo Expo 2015*. Canada: ASME, 2015: 1-8.
- [26] Piola S, Bavassano F, Benvenuto M, et al. Turn-down capability of ansaldo energia's AE94.3A[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2024, 146(5): 051014.
- [27] Krmer H, Dinkelacker F, Leipertz A, et al. Optimization of the mixing quality of a real size gas turbine burner with instantaneous planar laser-induced fluorescence imaging[R]. *ASME 1999-GT-135*.
- [28] 方刚毅, 邢菲, 赵梦梦. 弱旋流燃烧器燃料/空气预混均匀性研究[J]. *推进技术*, 2021, 42(6): 1293-1302.
- FANG Gangyi, XING Fei, ZHAO Mengmeng. Fuel/air premixing uniformity of low swirl burner[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(6): 1293-1302. (in Chinese)
- [29] 黄行良, 朱志劫, 叶文. 燃气轮机燃烧室预混结构性能的数值研究[J]. *动力工程学报*, 2016, 36(9): 697-703.
- HUANG Xingliang, ZHU Zhijie, YE Wen. Numerical study on the performance of premixing structure in a gas turbine combustor[J]. *Journal of Society of power Engineering*, 2016, 36(9): 697-703. (in Chinese)
- [30] Sun F, Sui J, Liu Z. Investigation on flow field and fuel/air premixing uniformities of low swirl injector for lean premixed gas turbines[C]//*Proceedings of ASME Turbo Expo 2021*. Online: ASME, 2021: 1-13.
- [31] Sun S J, Liu Z. Effect of the swirl intensity on the non-reacting flow fields and fuel-air premixing characteristics for lean premixed combustors[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2022, 36(1): 433-444.
- [32] 陈炫任, 刘爱骥, 杨宇东, 等. 微型燃气轮机燃烧室燃料空气预混特性对燃烧特性的影响[J]. *沈阳航空航天大学学报*, 2020, 37(1): 8-16.
- CHEN Xuanren, LIU Aiguo, YANG Yudong. Effect of fuel-air premixed characteristics on combustion characteristics of micro-gas turbine combustor[J]. *Journal of Shenyang Aerospace University*, 2020, 37(1): 8-16. (in Chinese)
- [33] Choi M, Sung Y, Won M, et al. Effect of fuel distribution on turbulence and combustion characteristics of a micro gas turbine combustor[J]. *Journal of Industrial Engineering Chemistry*, 2017, 48: 24-35.
- [34] Lückoff F, Sieber M, Paschereit C O, et al. Impact of the precessing vortex core on NO_x emissions in premixed swirl-stabilized flames: An

- experimental study[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2020. Online: ASME, 2020: 1-13.
- [35] Litvinov I, Yoon J, Noren C, et al. Time-resolved study of mixing and reaction in an aero-engine model combustor at increased pressure[J]. *Combustion and Flame*, 2021, 231: 111474.
- [36] Stöhr M, Arndt C M, Meier W. Transient effects of fuel-air mixing in a partially-premixed turbulent swirl flame[J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2015, 35: 3327-3335.
- [37] Chen Z X, Swaminathan N, Stöhr M, et al. Interaction between self-excited oscillations and fuel-air mixing in a dual swirl combustor[J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2019, 37(2): 2325-2333.
- [38] Agbonzikilo F E, Owen I, Sadasivuni S K, et al. Investigation of flow aerodynamics for optimal fuel placement and mixing in the radial swirler slot of a dry low emission gas turbine combustion chamber[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 138(5): 42-43.
- [39] Agbonzikilo F E, Owen I, Stewart J, et al. Experimental and numerical investigation of fuel - air mixing in a radial swirler slot of a dry low emission gas turbine combustor[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines*, 2014, 138(6): 061502-1-13.
- [40] Liu E, Liu X, Zheng H, et al. Investigation on mixing characteristics of methane fuel in low emission combustor[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2020. Online: ASME, 2020: 1-8.
- [41] 赵岩. 天然气贫预混燃烧器燃空掺混与燃烧特性研究[D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2016.
ZHAO Yan. Investigation of fuel/air mixing and combustion characteristics of a lean premixed burner for natural gas turbine application[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2016. (in Chinese)
- [42] 李耀强. 微型燃机燃烧室天然气燃烧过程数值模拟[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
LI Yaoqiang. Numerical simulation of nature gas combustion in the micro-gas turbine combustor[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013. (in Chinese)
- [43] 谢岩, 梁红侠, 索建秦, 等. 旋流角度对燃料掺混特性影响研究[J]. *热能动力工程*, 2021, 36(10): 48-54.
XIE Yan, LIANG Hongxia, SUO Jianqin, et al. Study of the effect swirl angle on fuel mixing characteristics[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2021, 36(10): 48-54. (in Chinese)
- [44] Yimer I, Campbell I. Parametric study to optimize air/fuel mixing for lean, premix combustion systems[C]//Proceedings of IJPGC'02. Scottsdale: International Joint Power Generation, 2002: 1-7.
- [45] 刘艳明, 王保国, 刘淑艳, 等. 合成射流激励器阵列对共轴射流掺混的影响[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(3): 566-572.
LIU Yanming, WANG Baoguo, LIU Shuyan, et al. Influence of synthetic jet actuator arrays on the mixing in coaxial jets[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(3): 566-572. (in Chinese)
- [46] 刘艳明, 伍耐明, 董金钟, 等. 合成射流作用机理及其对共轴射流掺混的影响[J]. *北京航空航天大学学报*, 2007, 33(1): 5-9.
LIU Yanming, WU Naiming, DONG Jinzhong, et al. Process mechanism of synthetic jet and its effect on the mixing in coaxial jets [J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2007, 33(1): 5-9. (in Chinese)
- [47] Qian X U, Shen M, Shi K, et al. Effect of the mixing structure parameters of a self-reflux burner on combustion characteristics and NO_x emission[J]. *Journal of Thermal Science*, 2021, 30(4): 1224-1236.
- [48] 包文飞, 李明, 牟影, 等. R0110 重型燃气轮机 DLN 燃烧室 NO_x 排放特性研究[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2013, 26(1): 40-43.
BAO Wenfei, LI Ming, MOU Ying, et al. NO_x emissions properties of DLN combustor of R0110 heavy duty gas turbine[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2013, 26(1): 40-43. (in Chinese)
- [49] Biagioli F, Guethe F. Effect of pressure and fuel-air unmixedness on NO_x emissions from industrial gas turbine burners[J]. *Combustion and Flame*, 2007, 151(1-2): 274-288.
- [50] 孙宝成. 燃气轮机燃料/空气掺混规律的数值研究[D]. 北京: 清华大学, 2007.
SUN Baocheng. Numerical study of fuel/air unmixedness in a nonreacting gas turbine combustor[D]. Beijing: Tsinghua University, 2007. (in Chinese)
- [51] Stopper U, Meier W, Sadanandan R, et al. Experimental study of industrial gas turbine flames including quantification of pressure influence on flow field, fuel/air premixing and flame shape[J]. *Combustion and Flame*, 2013, 160(10): 2103-2118.

(编辑: 兰海青)

高温雷达吸波涂层研究进展

高雨毅¹, 李千慧¹, 韩擎之¹, 肖杰¹, 何雯婷^{1,2}, 郭洪波^{1,2}

(1. 北京航空航天大学材料科学与工程学院, 2. 高温结构材料与涂层技术工业和信息化部重点实验室: 北京 100191)

摘要: 在现代信息化战争中, 探测和制导技术迅猛发展。在众多探测信号中, 雷达探测占比高达 60%, 因此武器装备雷达隐身能力尤其重要。随着新一代装备性能的提升, 热端部件的服役温度不断升高, 对高温雷达吸波涂层提出了更加严苛的要求。在高温服役环境下, 部分雷达吸波材料存在氧化、居里温度低而失去吸波性能的问题。高温雷达吸波材料主要依靠介电损耗和电导损耗机制实现对电磁波的损耗吸收。基于此, 综述了以碳化物、硼化物、氧化物、金属材料、MAX 相材料为吸波剂的高温雷达吸波涂层研究情况, 分析了各材料的优势及存在的问题, 其中氧化物吸波剂高温稳定性好, 易于制备, 成本低, 其吸波性能可通过掺杂改性调控, 是面向未来更加严苛服役环境下更具应用潜力的吸波材料。此外, 还从梯度结构和超材料设计 2 个角度分析了涂层结构设计在拓宽涂层吸波频带, 降低涂层厚度方面的作用。结合当前研究进展提出了新材料研发、新结构设计与与材料结构相适应的制备工艺研究是未来高温雷达吸波涂层的发展方向。

关键词: 雷达吸波; 高温涂层; 吸波机制; 结构设计; 吸波剂; 高温隐身材料

中图分类号: V233.7

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.003

Development of Microwave Absorption Coatings for High-Temperature Radar

GAO Yu-yi¹, LI Qian-hui¹, HAN Qing-zhi¹, XIAO Jie¹, HE Wen-ting^{1,2}, GUO Hong-bo^{1,2}

(1. School of Materials Science and Engineering, Beihang University, 2. Key Laboratory of High-Temperature Structural Materials and Coatings (Ministry of Industry and Information Technology): Beijing 100191, China)

Abstract: In modern information warfare, detection and guidance technology develops rapidly. Among the detection signals, detection by radar microwave accounts for up to 60%, so the radar stealth capability of weapons and equipment is particularly important. With the performance improvement of the new generation military equipment, the service temperature of the hot components continues to rise, which puts forward more stringent requirements for high-temperature microwave absorbing coatings. In the high-temperature service environment, some microwave absorbing materials have problems with oxidation and low curie temperature, which lead to the loss of absorbing performance. Therefore, microwave absorption materials for high-temperature applications mainly rely on dielectric loss and conductance loss mechanisms. Based on this, the paper discusses the research progress of microwave absorbing coatings materials including carbides, borides, oxides, metal materials, and MAX phase materials, and analyzes the advantages and problems of each material. Among them, oxide absorbing agents have good high-temperature stability, are easy to prepare, and have low costs. Their absorbing performance can be controlled by doping modification, making them more promising absorbing materials for future more stringent service environments. In addition, the influence of coating structure design on expanding its microwave absorbing frequency band from the perspectives of gradient structure and metamaterial is discussed. Combined with the current research progress, it is proposed that the research and development of new materials, new structure design, and fabrication techniques suitable for material structures are the development direction of high-temperature microwave absorbing coatings.

Key words: microwave absorption; high-temperature coating; microwave absorbing mechanism; structural design; absorbing agent; high-temperature stealth material

收稿日期: 2023-06-20 基金项目: 国家级研究项目资助

作者简介: 高雨毅 (1997), 男, 在读博士研究生。

引用格式: 高雨毅, 李千慧, 韩擎之, 等. 高温雷达吸波涂层研究进展[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 17-32. GAO Yuyi, LI Qianhui, HAN Qingzhi, et al. Development of microwave absorption coatings for high-temperature radar[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 17-32.

0 引言

现代战争中提高武器装备的生存、突防以及纵深打击能力受到世界各国的高度重视。而随着探测技术和精确制导武器的快速发展,武器装备一旦被探测系统发现就可能带来致命后果,因此实现武器装备的隐身化是关键^[1-2]。

目前雷达探测仍然是侦察和制导的主要手段,其对飞行器的威胁性占比高达60%以上,降低雷达波探测信号是实现武器高隐身性能的重点。对于被探测方,只有降低雷达散射截面(Radar Cross Section, RCS)才能缩短雷达探测距离。而要实现雷达散射截面的缩减,主要依靠外形隐身技术和吸波材料技术^[3]。其中外形隐身的核心思想是通过计算机设计,将飞行器表面设计为特殊结构,使入射的电磁波朝着不易被探测的方向反射。可以在一定入射角范围内大幅降低目标的雷达散射截面^[4-5]。然而过多的外形设计会影响飞行器的机动性,同时也增加了相关部件的制备和维修难度。而解决这一矛盾问题的关键就是应用吸波材料,其主要原理是将入射的电磁波吸收后转化为其他形式的能量耗散掉,从而达到雷达隐身的效果。如世界上第1架隐身战斗机F-117,采用钻石型的多面体构造,并且广泛使用吸波材料,使飞机的RCS大幅降低^[3]。之后的B-2隐身轰炸机,将机身、发动机舱、机翼融为一体,整体呈三角形,同样采用了大量的吸波材料,使飞机具有良好的隐身和动力性能。因此综合使用外形设计和吸波材料可以使飞行器在满足动力性能的情况下达到雷达隐身性能最大化。在吸波材料中,吸收剂起到主要的损耗作用,因此新型高效吸收剂的研究是重点和难点。SiC具有良好的耐高温性,力学性能优异,是目前研究最广泛的高温吸波剂,Han等^[6]研究了SiC纳米线增强的SiCf/SiC复合物,该复合物最小反射损耗值为-47.5 dB(11.4 GHz)。过渡族金属碳化物(MAX相)材料具有类金属的导电,导热性,同时也具有类陶瓷的力学性能,是目前研究的热点之一,Su等^[7]采用大气等离子喷涂(APS)制备了厚度为1.5 mm的Ti₃SiC₂/堇青石涂层,在600 °C下8~12GHz范围内的反射损耗均小于-5 dB。氧化物半导体具有良好的热稳定性,是极具潜力的高温吸波剂,Wu^[8]研究了(La_{1-x}Sr_x)FeO₃/Al₂O₃复合吸波的吸波性能。其中(La_{0.3}Sr_{0.7})FeO₃/Al₂O₃复合材料呈现出最佳的电磁波吸收特性,在厚度为1.55 mm时,其最小反射损耗值为-38 dB,表现出良好的吸波能力。随着航

空发动机向高推重比发展,燃烧室温度不断提高,热端部件服役温度也不断升高,这对于热端部件的雷达隐身涂层提出了更苛刻的要求。高性能耐高温雷达吸波涂层成为当前研究热点与难点。

本文针对高温雷达隐身的需求,阐述了吸波材料的基本原理,分析了现有的高温吸波材料体系及吸波性能测试方法,并对高温隐身材料的未来发展进行了展望。

1 雷达吸波涂层的工作原理

当电磁波到达材料表面时会发生反射、吸收和透射3种作用,电磁波与吸波体相互作用过程如图1所示^[9]。

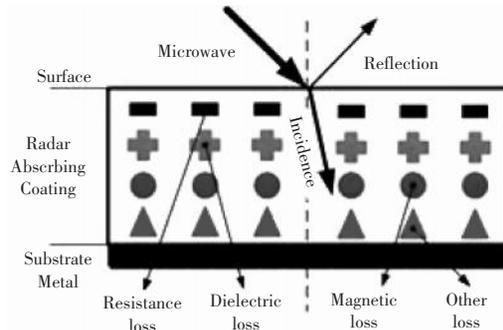


图1 电磁波与吸波体相互作用过程^[9]

吸波材料的电磁波吸收能力由其介电常数 ϵ 和磁导率 μ 决定。在交变电磁场中,相对介电常数 ϵ_r 和相对磁导率 μ_r 由实部和虚部构成,其表达式为

$$\epsilon_r = \epsilon' - j\epsilon'' \quad (1)$$

$$\mu_r = \mu' - j\mu'' \quad (2)$$

式中: ϵ' 为相对复介电常数的实部,表示吸波材料在电磁场作用下发生极化的能力; ϵ'' 为相对复介电常数的虚部,是由于物质内部的各种转向极化跟不上外部高频电场变化而产生的弛豫极化所产生的,表征材料的损耗特性; μ' 为相对复磁导率的实部,表示吸波材料在电磁场作用下发生磁化的能力; μ'' 为相对复磁导率的虚部,表示在磁场作用下,材料磁偶极矩产生重排引起的磁损耗^[10]。

理想的吸波材料应尽可能减少电磁波的反射,让电磁波进入其中并利用各种损耗机制将电磁波耗散掉,降低电磁波的透射。这就要求吸波材料同时满足阻抗匹配特性和衰减特性。

1.1 阻抗匹配机制

根据传输线理论^[11],在自由空间中电磁波传输的阻抗值 Z_0 为

$$Z_0 = \sqrt{\frac{\mu_0}{\varepsilon_0}} \quad (3)$$

式中: μ_0 和 ε_0 分别为真空磁导率和真空介电常数。

吸波材料的阻抗值 Z_{in} 则可表示为

$$Z_{in} = \sqrt{\frac{\mu_r}{\varepsilon_r}} \quad (4)$$

Z_{in} 和 Z_0 的关系可以表示为

$$Z_{in} = Z_0 \sqrt{\frac{\mu_r}{\varepsilon_r}} \tanh(j \frac{2\pi}{c} \sqrt{\mu_r \varepsilon_r} fd) \quad (5)$$

式中: j 为虚数单位; c 为真空中的光速; f 为入射雷达波的频率; d 为吸波涂层的厚度。

电磁波在材料上的反射系数 Γ 与输入阻抗 Z_{in} 间的关系为

$$\Gamma = \frac{Z_{in} - Z_0}{Z_{in} + Z_0} \quad (6)$$

可见如果要电磁波完全进入吸波涂层内,则要求反射系数 $\Gamma=0$,既 $Z_{in}=Z_0$ 而实际上对于没有磁性的吸波材料,其介电常数通常大于磁导率,很难满足界面电磁波零反射的要求。因此只能尽可能的使材料的介电常数接近空气,使二者的阻抗值接近,从而减少吸波材料对电磁波的反射。

1.2 吸收衰减机制

在尽量满足阻抗匹配特性的前提下,吸波材料还需通过各种吸收衰减机制将入射的电磁波耗散掉,减少透射。由于居里温度的限制,绝大部分磁性吸波材料在高温下将失去磁性,不再具备吸波能力。因此高温吸波材料主要依靠电导损耗和介电损耗机制。

电导损耗是指吸波材料中的导电载流子在电场的作用下定向移动形成传导电流,使电磁波以热能的形式被消耗掉。传导电流的大小与材料的导电性呈正相关。导电性好的材料电导损耗能力更强。但如果材料的电导率太高,当电磁波入射时材料表面会产生趋附电流,振荡的电流会产生磁场使界面处反射的电磁波大幅增加。因此吸波材料的电导率需控制在合适的范围内^[12-13]。

介电损耗是通过电介质在交变电磁场下的极化作用来损耗电磁波。典型的介电材料极化过程如图2所示^[14],包括离子位移极化、偶极子转向极化、电子位移极化等。其中电子、离子极化所需的时间短,约为 $10^{-15} \sim 10^{-14}$ s,因此相应的这2种极化形式只出现在超高频电磁场。偶极子转向极化建立的时间稍长,约为 $10^{-8} \sim 10^{-2}$ s,当外加电磁场的频率较高时,偶极子的极化滞后于电磁场的变化周期,产生弛豫现象,极化

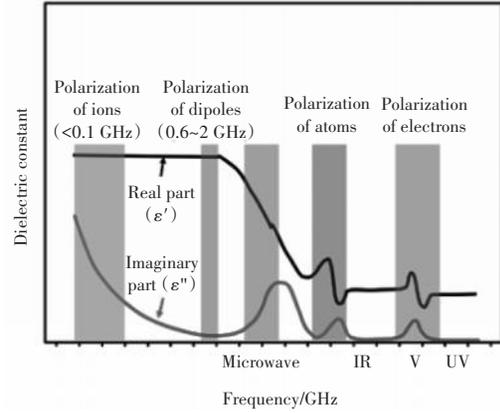


图2 介电材料极化过程^[14]

弛豫的过程将消耗电磁波的能量^[10,15]。

根据德拜弛豫理论,材料的复介电常数为

$$\varepsilon' = \varepsilon_{\infty} + \frac{\varepsilon_s - \varepsilon_{\infty}}{1 + \omega^2 \tau^2} \quad (7)$$

$$\varepsilon'' = \frac{\varepsilon_s - \varepsilon_{\infty}}{1 + \omega^2 \tau^2} \omega \tau + \frac{\sigma}{\omega \varepsilon_0} \quad (8)$$

式中: ε_{∞} 为高频极限下的介电常数; ε_s 为静态介电常数; ω 为角频率; τ 为极化弛豫时间; ε_0 为真空介电常数; σ 为材料的电导率。

而极化弛豫时间 τ 与温度的关系为

$$\tau(T) = \frac{1}{2\nu} \exp\left(\frac{U}{KT}\right) \quad (9)$$

式中: U 为活化能; K 为玻尔兹曼常数; ν 为偶极子振动频率; T 为温度。

由式(9)可知,当温度升高时,极化弛豫时间 τ 缩短。又由式(7)可知,材料复介电常数实部与角频率 ω ,极化弛豫时间 τ 呈负相关。因此,当电磁波频率降低、温度升高时,材料复介电常数实部呈上升趋势。

由式(8)可知,表征材料损耗特性的复介电常数虚部由2部分组成。第1项表示极化损耗,第2项表示电导损耗。对第1项来说,当 $\omega\tau < 1$ (既 $f < 1/2\pi\tau$) 时,随温度的升高极化弛豫时间 τ 缩短,极化损耗项下降。对于电导率较低的材料,复介电常数的虚部由极化损耗项主导,当温度升高时,介电常数虚部将下降。而当 $\omega\tau \gg 1$ 时式(8)可简化^[39]为

$$\varepsilon'' = \frac{\varepsilon_s - \varepsilon_{\infty}}{\omega\tau} + \frac{\sigma}{\omega\varepsilon_0} \quad (10)$$

当温度升高时, τ 缩短,极化损耗项增大。第2项的变化趋势则取决于吸波材料电导率随温度的变化情况。以具有高温导电性的钙钛矿陶瓷 LaSrCoO_3 为例^[16],当温度升高时,体系中载流子的迁移率随温度的升高而增大,电导率随之升高。因此其复介电常数

虚部随温度升高增大。

总的来说,温度对材料复介电常数的影响是通过改变材料的极化弛豫时间和电导率来实现的。对于具有负电阻温度系数的导电材料来说,当温度升高时,其复介电常数的实部和虚部均会增大。

此外,吸波材料对于电磁波的吸收作用可以用吸收系数(α)表示

$$\alpha = \frac{\sqrt{2}\pi f}{c} \cdot \sqrt{(\mu''\varepsilon'' - \mu'\varepsilon') + \sqrt{(\mu''\varepsilon'' - \mu'\varepsilon')^2 + (\mu'\varepsilon'' + \mu''\varepsilon')^2}} \quad (11)$$

可见增大磁导率和介电常数的虚部有利于吸收系数的增大,但是磁导率和介电常数的虚部并不是越大越好,因为过大的虚部容易造成吸波材料的阻抗失配,对入射电磁波反射增大,使材料的吸波性能恶化。因此性能良好的吸波材料一定是平衡阻抗匹配性和吸收损耗能力的结果。

吸波涂层的吸波性能通常通过反射损耗值 R_L 定量表示

$$R_L = 20 \lg \Gamma = 20 \lg \left| \frac{Z_{in} - Z_0}{Z_{in} + Z_0} \right| \quad (12)$$

当 $R_L = -5$ dB 时,反射波约占 31.6%; 当 $R_L = -10$ dB 时,反射波仅占 10%。通常以 $R_L < -10$ dB 为有效吸波带宽 (Effective Absorption Bandwidth, EAB) 的标准。

1.3 干涉损耗机制

当电磁波入射涂层表面时,部分直接被反射,另一部分进入吸波材料内部,经过各种损耗机制耗散之后,余下的会透过吸波材料与底部金属基板发生反射,根据 1/4 波长理论,当入射电磁波频率 f_m 和涂层厚度 d_m 满足

$$f_m = \frac{C}{4d_m \sqrt{\varepsilon_r \mu_r}} \quad (13)$$

表面和基板反射的电磁波会相互干涉相消,达到降低回波的效果^[17-18]。

因此对某一特定的吸波涂层,相对介电常数 ε_r 和相对磁导率 μ_r 一定,通过改变涂层厚度,可将发生干涉相消的频率 f_m 调整到特定的位置。

2 高温雷达吸波涂层

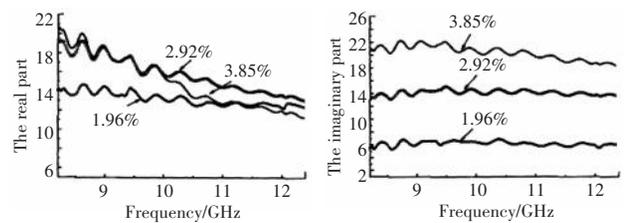
高温吸波材料通常由吸收剂和吸收剂基体组成,其中吸波剂具有较高的电导率,通过调节其质量分数、形貌、成分等可以调控材料的电磁参数。以吸波剂种类区分,本文从以下 5 方面综述了高温吸波涂层的研究进展。

2.1 碳化物吸收剂

SiC 强度高、硬度高、质量轻、耐高温性好,是典型的介电损耗机制的高温雷达吸波材料。以 SiC 基为吸波剂的吸波材料主要分为 SiC 粉末与 SiC 纤维复合材料。由于纯 SiC 损耗能力较差,目前对其研究主要集中在对 SiC 掺杂改性、改变 SiC 形态、多层结构设计等方面,通过调节 SiC 介电性能,提升其吸波性能。

2.1.1 SiC 掺杂改性

赵东林等^[19]通过对 SiC 粉末掺杂,形成 Si/C/N 吸收剂,在 SiC 晶格中固溶了 N 原子,固溶的 N 取代 C 原子形成缺陷,进而产生的“准自由电子”发生了极化弛豫,能够损耗电磁波;耿健烽等^[20]以硅溶胶为粘结剂,氧化铝为主要填料,纳米 Si/C/N 复相粉体为吸收剂,制备了一系列不同质量分数吸收剂的耐高温吸波涂层,随着纳米 Si/C/N 复相粉体质量分数的增大,试样的复介电常数显著提高,尤其是复介电常数的虚部;且随着频率的提高,复介电常数的实部有明显的减小趋势,呈频散效应,如图 3 所示。



(a) 介电常数的实部 (b) 介电常数的虚部

图 3 不同纳米 Si/C/N 复相粉体质量分数试样的复介电常数

当纳米 Si/C/N 复相粉体的质量分数为 2.92%, 涂层厚度为 1.6、1.7、1.8 mm 时,最高吸收峰随着厚度的增加向低频移动,涂层厚度对涂层反射率的影响如图 4 所示。

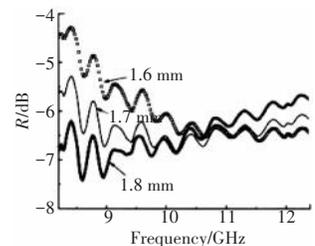


图 4 涂层厚度对涂层反射率的影响

2.1.2 改变 SiC 形态

Han 等^[6]研究了 SiC 纳米线增强的 SiCf/SiC 复合物,该复合物表现出优异的微波吸收能力,最小反射损耗值为 -47.5 dB (11.4 GHz),在 600 °C 时的有效吸收带宽为 2.8 GHz,其损耗能力不仅与 SiC 纳米线形成的交联网络结构及多次反射有关,还与 SiC 纳米线形成的堆垛层错和异质界面的介电损耗有关;Zhong 等^[21]通过气相沉积法制备了 SiC/SiO₂ 纳米线,当纳米

线在石蜡中的质量分数仅为 0.5% 时,厚度为 3 mm 的复合材料达到最小反射损耗 -32.62 dB (13.84 GHz),有效吸收带宽为 4.32 GHz,其吸波性能与堆垛层错的质量分数相关,堆垛层错的质量分数增大可以诱发更多偶极子极化,从而增强介电损耗作用;刘顾^[22]等以碳纳米管和碳化硅作为吸波剂,采用微弧等离子喷涂技术制备了 CNTs-SiC-Al₂O₃-TiO₂ 复合涂层,其损耗曲线如图 5 所示。随着涂层厚度的增加,吸波能力有较大提高,谐振频率不断向低频移动。当涂层厚度从 0.9 mm 增加到 1.8 mm,反射率峰值由 -4.10 dB 增大到 -12.27 dB,小于 -5 dB 的频带宽提高到 9.36 GHz。

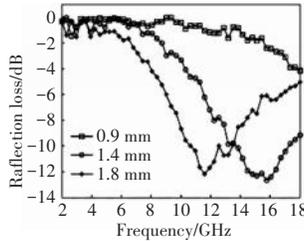


图 5 CNTs-SiC/Al₂O₃-TiO₂ 复合涂层的反射损耗曲线

2.1.3 多层结构设计

通过多层结构设计,增加界面极化损耗,并提高材料与空气的阻抗匹配;Yang 等^[23]使用两步法在 SiC 表面沉积了 NiO 环,增加了界面极化效应,这种 NiO@SiC 材料在 773 K 的损耗角正切值为纯 SiC 的 3.5 倍,在 673 K 时的最小反射损耗系数是纯 SiC 的 3 倍,小于 -40 dB,且吸波带宽 ($R_L < -20$ dB) 能够达到 3.6 GHz;王志江等^[24]采用化学镀使 Co 与 SiC 共价结合形成 SiC/Co 复合纳米线,为防止 Co 高温氧化,在 SiC/Co 纳米线表面原位合成 SiO₂ 壳层,改善与空气的阻抗匹配,增加了界面极化。

此外, TiC 也是一种高导电陶瓷吸波材料。Yuan 等^[25]研究了 TiC/SiO₂ 复合材料。随着温度升高,一方面 TiC 纳米线的电荷迁移率上升导致导电率增加,另一方面 TiC 纳米线中的空位与正电荷组合形成电偶极子,在交变电磁场作用下产生极化弛豫并耗散能量。因此, TiC/SiO₂ 复合材料的介电损耗和介电常数的虚部随温度升高而增大,具有优异的微波吸收性能。在 200℃ 时的反射损耗可达 -29.1 dB,在 300℃ 时的有效吸波带宽最宽为 3.2 GHz;Wang 等^[26]研究了 TiC-Al₂O₃/SiO₂ 陶瓷材料,在 250℃ 时有效吸波带宽为 3.2 GHz;Li^[27]使用等离子喷涂法制备了 TiC/Al₂O₃ 吸波涂层,研究了 TiC 的质量分数和斜入射微波辐照对 TiC/Al₂O₃ 吸波性能的影响。不同 TiC 质量分数下的 TiC/Al₂O₃ 涂层的反射损耗曲线如图 6 所示。从图中可见,当 TiC 的质量分数为 30%、厚度为 1.2 mm 时,在 14 GHz 频率下的最小 R_L 可达 -37.6 dB,吸收带宽为

2.1 GHz,表明 TiC/Al₂O₃ 涂层是一种良好的候选吸收材料。

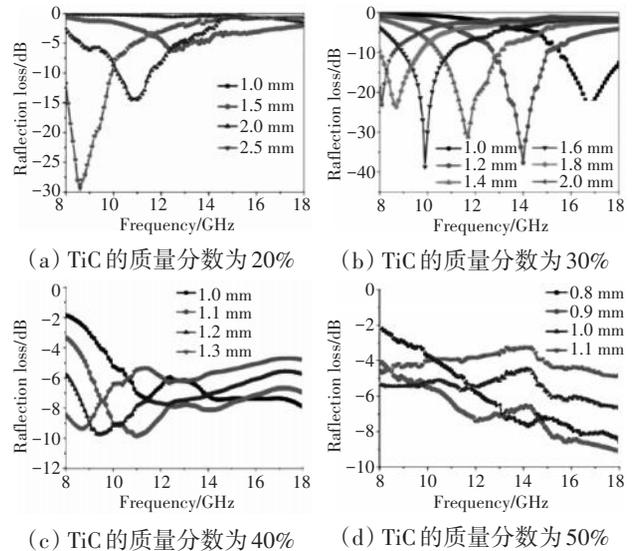


图 6 不同 TiC 质量分数下的 TiC/Al₂O₃ 涂层的反射损耗曲线^[24]

2.2 硼化物吸波剂

过渡族元素的硼化物如 TiB₂、ZrB₂ 的熔点高、电导率高、高温抗氧化性相较于碳化物更好、热膨胀系数低、具有正电阻温度系数特性,是合适的吸收剂材料,在电磁波作用下能够引起明显的电损耗。

刘雄章^[12]用碳热还原法制备的 R-TiB₂ 作为吸收剂制备了 R-TiB₂/石蜡复合材料,介电常数在 2~18 GHz 内有明显的频散效应,其介电损耗特性较好。当 R-TiB₂ 的质量分数为 80%、厚度为 1.25 mm 时最优,有效吸收带宽为 4.64 GHz。

Liu 等^[28]采用等离子喷涂制备了 ZrB₂/Al₂O₃ 陶瓷,复介电常数的虚部高达 120~150,表现出优秀的电磁屏蔽干扰性能,当频率从 8.2 GHz 提高到 12.4 GHz 时, ZrB₂ 的质量分数为 20%、25% 和 30% 的介电常数实部和虚部均略有增加,并且陶瓷的介电常数实部和虚部随 ZrB₂ 的质量分数的增大而增大,如图 7 所示。尤其是 ZrB₂ 的质量分数为 30% 时得到了显著提高。

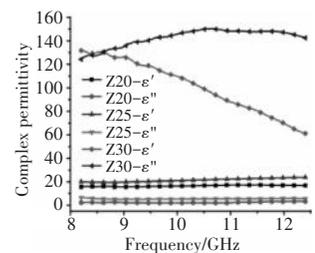


图 7 等离子喷涂 ZrB₂/Al₂O₃ 陶瓷复介电常数的实部^[25]

2.3 氧化物吸波剂

金属氧化物半导体具有良好的热稳定性,其介电性能和电导率可以通过掺杂调控^[29]。是很有潜力的高温雷达吸波剂材料。

ZnO 由于其特殊的电学、光学性能而受到研究者的广泛关注。Zhou 等^[30]通过大气等离子喷涂技术 (APS) 制造了摩尔分数为 50%~70% 的 ZnO/Al₂O₃ 复合涂层。随着 ZnO 摩尔分数的提高, 涂层损耗能力上升。采用不同温度处理后摩尔分数为 70% 的 ZnO/Al₂O₃ 涂层的复介电常数如图 8 所示。从图中可见, 在 400 °C 热处理后, ZnO 晶化程度提高进一步加强了复合涂层的损耗能力。当热处理温度继续升高时^[31-32], 由于氧空位减少, 涂层的弛豫极化作用和电导率降低。同时涂层中两相之间的反应导致吸波剂 ZnO 摩尔分数降低。因此涂层复介电常数的实部和虚部随之降低。涂层损耗能力大幅下降。

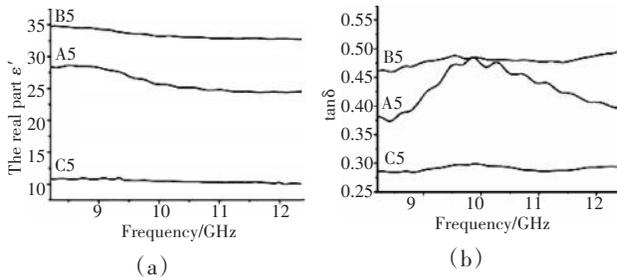


图8 热处理之后复介电常数

(A5 未热处理; B5 400 °C-10 h; C5 700 °C-10 h)

TiO₂ 具有优越的耐高温氧化性能和低密度, 可作为导电相提高复合涂层的吸波性能^[32]。Yang^[33] 等通过 APS 技术制备了不同质量分数 TiO₂ 的 TiO₂/Al₂O₃ 涂层, 研究了其在 X 波段 (8.2~12.4 GHz) 的吸波性能。涂层厚度为 2.8 mm 时, TiO₂ 的质量分数为 17% 的 TiO₂/Al₂O₃ 涂层在 8.2 - 11.7 GHz 反射损耗值小于 -5 dB, 如图 9(a) 所示。通过在此基础上增加频率选择表面, 该涂层可实现 X 波段反射损耗值小于 -10 dB, 如图 9(b) 所示。

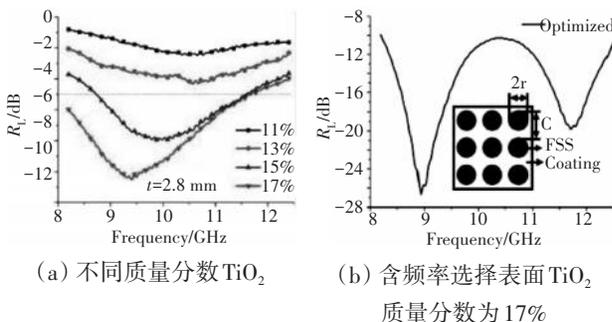


图9 不同质量分数 TiO₂ 和含频率选择表面 TiO₂ 质量分数为 17% 的 TiO₂/Al₂O₃ 涂层反射损耗

钙钛矿的氧化物 (ABO₃) 由稀土或碱土金属 (A) 和过渡金属 (B) 共同构成。其性能可通过 A 位或 B 位阳离子掺杂来调控, 典型的如 LaSrMnO₃ 具有良好的高温导电性, 可以在高达 800~1200 °C 下在各种气氛中使用^[34-35], 是高温吸波涂层中导电相的理想材

料。很多研究表明含 LaSrMnO₃ 材料具备吸波性能^[36-37]。Yang^[38] 等通过 APS 制备了不同比例的 LaSrMnO₃/Al₂O₃ 涂层。在 X 波段随着 LaSrMnO₃ 质量分数增加, 涂层的复介电常数实部和虚部均增大, 如图 10 所示。

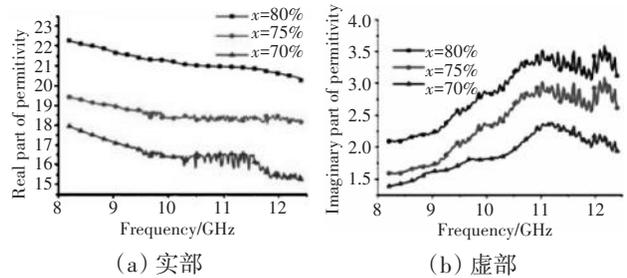
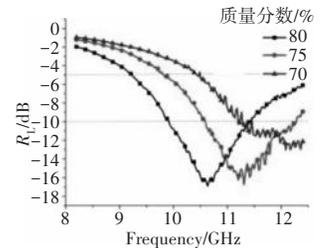


图10 不同质量分数的 LaSrMnO₃/Al₂O₃ 涂层复介电常数

当 LaSrMnO₃ 质量分数为 80% 时, 1.6 mm 涂层的有效吸收带宽约为 1.7 GHz, 在 X 波段内反射损耗如图 11 所示, 最小反射损耗为 -17 dB。



Jia^[39] 等制备了不同 La_{0.9}Sr_{0.1}MnO₃ (LSM) 质量分数的 LSM/MgAl₂O₄ 复合材料。研究了其高温介电常数和吸波性能。

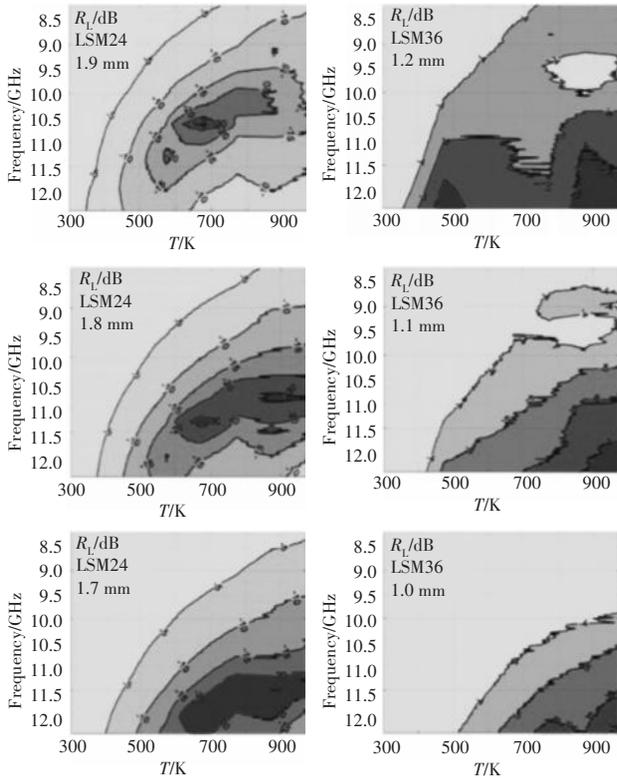
图11 不同 LaSrMnO₃ 质量分数的 LSM/Al₂O₃ 涂层在 1.6 mm 厚度下的反射损耗

由于 LSM 中 Mn³⁺ 的 Jahn-Teller 活性增强了 LSM 中双离子交换和大量的电子-声子相互作用。随着 LSM 比例增大, Al³⁺ 对 LSM 的掺杂程度降低。所以与 LSM 摩尔分数为 12% 的样品 (LSM12) 相比, LSM 摩尔分数更高的 LSM24, LSM36 样品的介电常数更大。另外, 当测试温度升高时, 热载流子和极化子增加, 复合材料的电导率上升, 使复合材料的介电常数实部、虚部增加。

在 X 波段, 温度为 300~973 K, LSM 摩尔分数为 24% 和 36% 的样品在 3 种不同厚度的反射损耗值如图 12 所示。

LSM36 由于介电常数较大, 最佳厚度比 LSM24 的薄很多, 约为 1.1 mm, 反射损耗小于 -5 dB 的范围约 2 GHz。但由于阻抗匹配度差, 其吸波能力与 LSM24 相比较弱。

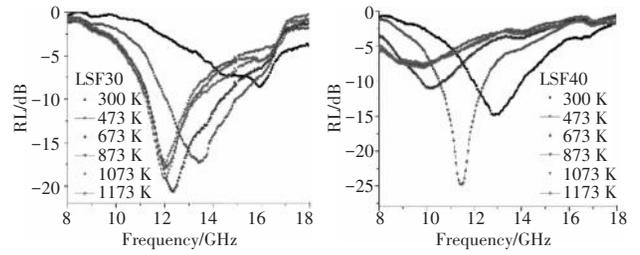
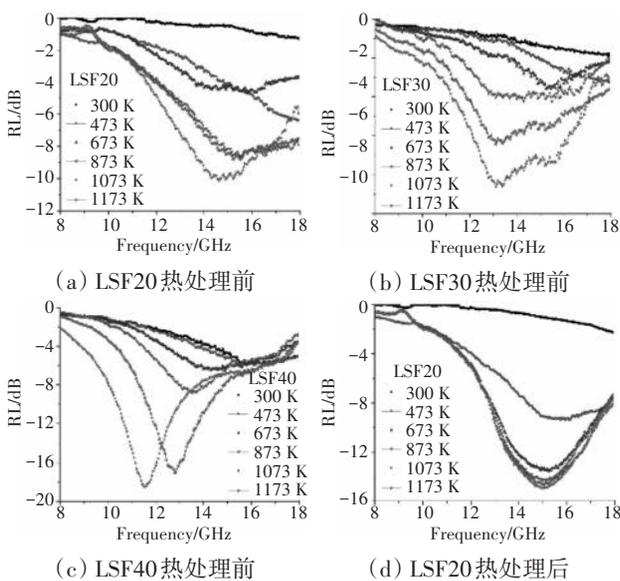
LaSrFeO₃ (LSF) 与 LSM 类似, 也具有作为吸波剂的潜质^[8,14]。Wu^[8] 研究了掺杂不同比例 Sr 的 (La_{1-x}Sr_x)FeO₃/Al₂O₃ 复合吸波的吸波性能。其中 (La_{0.3}Sr_{0.7})FeO₃/Al₂O₃ 复合材料呈现出最佳的电磁波吸收特性, 在厚度为 1.55 mm 时, 其 R_{lmin} = -38 dB, 有效吸收带宽可达 2.78 GHz, 表现出良好的吸波能力。Jia 等^[40] 采用



(a) LSM 摩尔分数为 24%, 厚度为 1.9、1.8、1.7 mm
 (b) LSM 摩尔分数为 36%, 厚度为 1.2、1.1、1.0 mm

图 12 X 波段温度为 300~973 K、LSM 摩尔分数为 24% 和 36% 的样品在不同厚度下的反射损耗值^[36]

APS 制备了 1.5 mm 厚不同 LSF 摩尔分数的 $\text{La}_{0.6}\text{Sr}_{0.4}\text{FeO}_{3-\delta}/\text{MgAl}_2\text{O}_4$ 涂层, 分别命名为 LSF20 (LSF 摩尔分数为 20%), LSF30 (LSF 摩尔分数为 30%), LSF40 (LSF 摩尔分数为 40%) 并采用 1273 K 对涂层进行热处理以消除中间相。热处理前后涂层在 300~1173 K、频率 8~18 GHz 波段内反射损耗如图 13 所示。



(e) LSF30 热处理后 (f) LSF40 热处理后

图 13 热处理前后涂层在 300~1173 K、频率 8~18 GHz 波段内样品的反射损耗

由于存在相转变, 制备态涂层的反射损耗性能随温度变化明显。在热处理后的涂层中 LSF 摩尔分数为 30% 的 LSF30 样品表现最好, 在 8~18 GHz 反射损耗小于 -5 dB 的带宽最大, 且涂层吸波性能随温度变化较小。

Gao 等^[16] 采用 APS 制备了 $\text{La}_{0.5}\text{Sr}_{0.5}\text{CoO}_3/\text{Al}_2\text{O}_3$ 涂层, 研究了其 100~500 °C 的介电和吸波性能。如图 14 所示。随温度升高, 电子空穴的迁移率提高, 样品的电导率提高, 与载流子相关的极化增强。因此, 复介电常数的实部、虚部增大。当温度为 500 °C, 厚度为 1.5 mm 时, $\text{La}_{0.5}\text{Sr}_{0.5}\text{CoO}_3/\text{Al}_2\text{O}_3$ 涂层在 Ku 波段反射损耗低于 -5 dB。

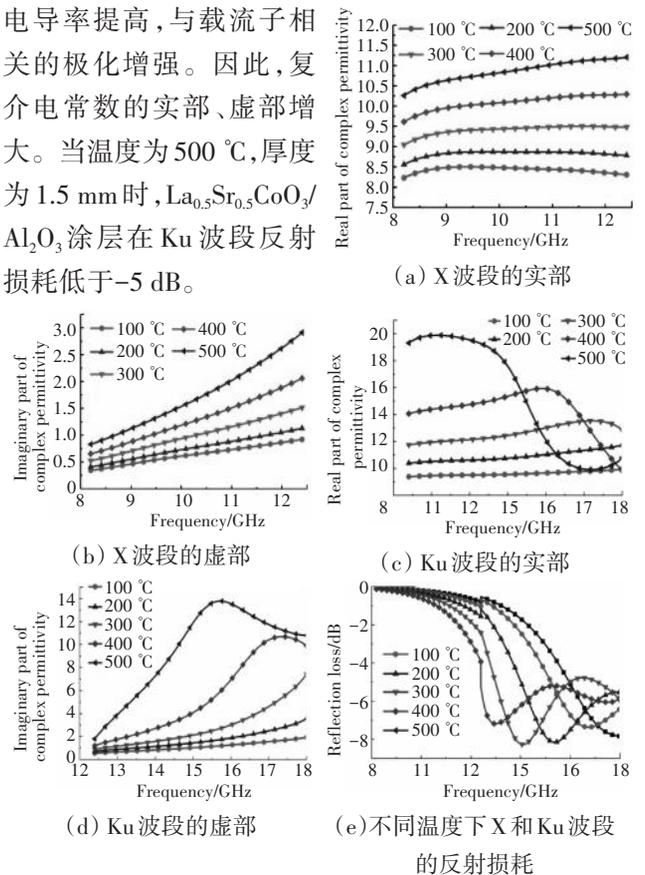


图 14 不同温度下 $\text{La}_{0.5}\text{Sr}_{0.5}\text{CoO}_3/\text{Al}_2\text{O}_3$ 陶瓷的复介电常数

总的来说虽然氧化物吸波剂在高温下具有良好的相稳定性, 但在高温环境中其与透波剂组成的吸波涂层仍然存在以下问题: (1) 吸波性能受温度和气氛

影响如 ZnO。(2)高温下吸波剂与氧化铝等透波剂反应,产生新的物相,影响涂层的吸波性能。(3)吸收带宽较窄。

针对上述问题,在未来的研究中需寻找高温下性能稳定,不会相互反应的透波剂和吸波剂,或者采用包覆技术,选用不与2组分反应的物质将他们分隔开。同时可采用结构设计,结合频率选择表面和梯度结构等方法实现吸收频带展宽。

2.4 金属基吸波剂

NiCrAlY 合金常被用做高温抗氧化涂层,其高导电性和优良的高温抗氧化性使其具备作为高温吸波剂的潜力。Zhou 等^[41]通过低功率等离子体喷涂(LPS)沉积了不同比例的 NiCrAlY/ Al_2O_3 涂层。NiCrAlY 质量分数为 20% 时不同厚度的 NiCrAlY/ Al_2O_3 涂层的反射损耗如图 15 所示,在 X 波段,厚度为 2.0 mm, NiCrAlY 质量分数为 20% 的涂层在 8.2~9.5 GHz 可满足反射损耗小于 -10 dB。

与 NiCrAlY 类似的,FeCrAl 也因为优秀的导电性和抗氧化能力成为潜在高温吸波剂。Zhou 等^[42]通过 APS 沉积了不同比例的 FeCrAl/ Al_2O_3 涂层。其中 FeCrAl 质量分数为 41% 的涂层性能最佳,如图 16 所示。当涂层厚度为 1.3 mm 时,在 9.1~10.6 GHz 的频率范围内,反射损耗超过 -10 dB。

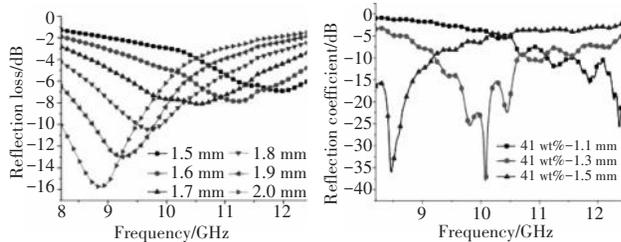


图 15 NiCrAlY 质量分数为 20% 时不同厚度 NiCrAlY/ Al_2O_3 涂层的反射损耗

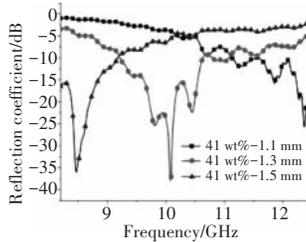


图 16 FeCrAl 质量分数为 41% 时不同厚度 FeCrAl/ Al_2O_3 涂层的反射损耗

Zhao 等^[43]采用 APS 制备了不同 Fe 摩尔分数的 Fe/ Al_2O_3 涂层。Fe 摩尔分数为 5% 的涂层在不同厚度下的反射损耗如图 17 所示。其中 1.7 mm 的涂层可以在 9 GHz 处达到最佳吸波效果,反射损耗值为 -15 dB。

虽然金属吸波剂具有较好的抗氧化性,但仅依靠吸波剂自身的抗氧化性无法保障涂层在高温长时间使用。特别是当温度进一步升高,吸波剂氧化加

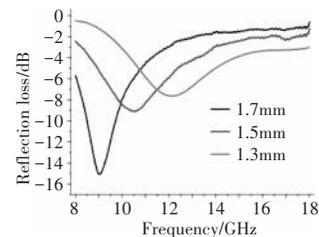


图 17 Fe 摩尔分数为 5% 的涂层在不同厚度下的反射损耗

剧,将对吸波性能带来更大影响。抗氧化包覆是解决这一问题的潜在方法^[43-44]。

2.5 MAX 相材料吸波剂

MAX 相材料通式为 $\text{M}_{n+1}\text{AX}_n$, 其中 M 为过渡金属, A 为 A 族元素, X 为 C 或 N, n 等于 1, 2 或 3, 具有分层结构,表现出金属和陶瓷性能的结合,比如类金属的导热性、导电性和机加工性以及类陶瓷的高温强度和热稳定性^[45-47]。当雷达波进入 MAX 相时,高电导率会带来更大的电导损耗能力,同时 MAX 相结构的高 c/a 比决定了其高各向异性,在电磁波作用下会发生较强的偶极子弛豫极化。这 2 种机制赋予 MAX 相比较高的损耗能力^[48-49],使之成为极具潜力的雷达吸波材料^[50-51]。

Liu 等^[53]采用球磨工艺制备了 FeCrAl 和 Ti_3SiC_2 混合吸收剂,研究了其在 X 波段的电磁特性和微波吸收性能。当 Ti_3SiC_2 质量分数为 20%、FeCrAl 质量分数为 80% 时,混合粉末的吸波性能最佳,此时不同厚度样品的反射损耗曲线^[52]如图 18 所示。对于厚度为 2.6 mm 的样品,有效吸收范围为 8.4~12.1 GHz,在 9.7 GHz 时到达反射损耗最小值,为 -43.6 dB。

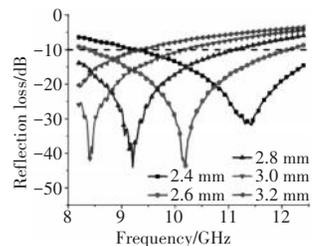


图 18 Ti_3SiC_2 质量分数为 20%、FeCrAl 质量分数为 80% 不同厚度样品的反射损耗曲线

Su 等^[7]研究了采用等离子喷涂方法制备的 Ti_3SiC_2 /堇青石 ($\text{Mg}_2\text{Al}_4\text{Si}_5\text{O}_{18}$) 涂层在 25~700 °C、X 波段内的高温介电和微波吸收性能。随着温度的升高,涂层的介电弛豫时间降低,导电性升高,涂层的介电常数实部和虚部均增加。 Ti_3SiC_2 /堇青石复合材料介电常数如图 19 所示。

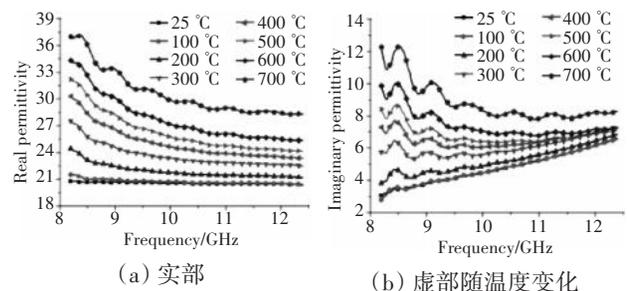


图 19 Ti_3SiC_2 /堇青石 ($\text{Mg}_2\text{Al}_4\text{Si}_5\text{O}_{18}$) 涂层介电常数

在温度为 400、500 和 600 °C 时,厚度为 1.5 mm 的 Ti_3SiC_2 /堇青石涂层表现出良好的高温吸波性能,在整个 X 波段内的反射损耗均小于 -5 dB。Chen 等^[54]采用

常压等离子喷涂技术(APS)制备了不同 Ti_3SiC_2 质量分数的 $\text{Ti}_3\text{SiC}_2/\text{NASICON}(\text{Na}_3\text{Zr}_2\text{Si}_2\text{PO}_{12})$ 复合涂层,当 Ti_3SiC_2 质量分数为30%时,厚度1.4 mm的涂层具有最佳的微波吸收性能,反射损耗小于-5 dB的范围从8.39~12.4 GHz、带宽为4.01 GHz,在9.63 GHz时达到最小,为-12.4 dB。Zhao等^[55]采用等离子喷涂工艺制备了 $\text{Ti}_3\text{SiC}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$ 涂层,并研究了其相组成和吸波性能。XRD分析结果表明,涂层由 $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ 、 $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ 、 Ti_3SiC_2 、TiC和 Ti_5Si_3 组成,其中TiC和 Ti_5Si_3 相是喷涂过程中由 Ti_3SiC_2 分解形成的。随着 Ti_3SiC_2 质量分数的提高,复介电常数的实部和虚部均明显提高。当 Ti_3SiC_2 质量分数为20%、涂层厚度为1.3 mm时,涂层具有较好的吸波性能,在10.1~12.4 GHz频段,反射损耗小于-10 dB,在11.1 GHz,反射损耗可达-24.4 dB。Ilyushchanka等^[56]采用机械活化自蔓延高温合成法(MASHS)合成了 Ti_3SiC_2 粉体,并与不同质量分数的 Al_2O_3 混合,采用氧乙炔火焰喷涂法在钛合金基体上制备了涂层。涂层主相为 $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ 、 Ti_3SiC_2 和TiC,表明在喷涂过程中, Ti_3SiC_2 部分分解形成了TiC。成分为质量分数为50% $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Ti-Si-C}$,厚度约1.8 mm的涂层,在8.2~12.4 GHz范围内的反射损耗低于-10 dB,并在9.7 GHz达到极值-37 dB。

Ti_3AlC_2 与 Ti_3SiC_2 的性能相似,也是有应用潜力的高温吸波材料^[57]。Sengupta等^[57]分别研究了 Ti_3AlC_2 和球磨 Ti_3AlC_2 纳米颗粒与石墨的复合材料在X波段的吸波性能,结果表明,这2种材料在X波段内的反射损耗均低于-4 dB,峰值分别为-11.5 dB和-13.8 dB,并将高反射损耗归因于高界面密度和多次内反射引起的介质极化和相关的介质损耗。Li等^[58]用Fe对 Ti_3AlC_2 进行掺杂,采用固相反应法制备了一系列具有多相共存结构和丰富界面的材料 $x\text{Fe-Ti}_3\text{AlC}_2$ (记为TFAC- x , $x = 0, 0.2, 0.3, 0.4$)。结构调制引起的阻抗匹配改善,介质损耗和磁损耗的协同作用以及界面极化和缺陷偶极极化的增强,使得其吸波性能得以提升,如图20所示。从图中可见,厚度为1.5 mm的TFAC-0.3样品在15.5 GHz达反射损耗极值-33.3 dB,其吸收带宽可达3.9 GHz(14.0~17.9 GHz),相比同厚度未掺杂样品在研究波段内的反射损耗极值(约-5 dB)和吸收带宽(0 GHz)有很大的改善。

对 M_2AlC 系MAX相吸波性能的研究也有很多^[59-61]。Luo等^[62]研究了MAX相A位掺杂的影响。以碳纤维粉末为原料,采用熔盐法合成了一系列 V_2

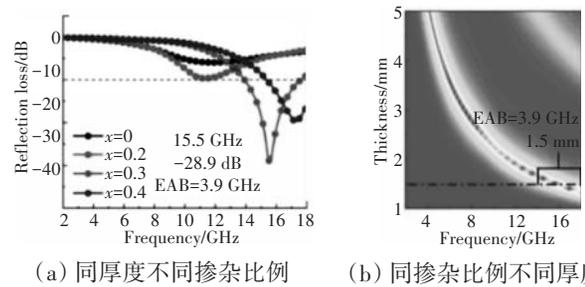


图20 0.3Fe- Ti_3AlC_2 样品与不同厚度或不同掺杂比例样品的吸波性能对比^[58]

($\text{Al}_{1-x}\text{Ga}_x$)C微棒,如图21所示,其中 $\text{V}_2(\text{Al}_{0.5}\text{Ga}_{0.5})\text{C}$ 微棒与石蜡复合的1.75 mm样品有效吸收带宽达4.16 GHz,在12 GHz时达反射损耗极值,为-55.62 dB。

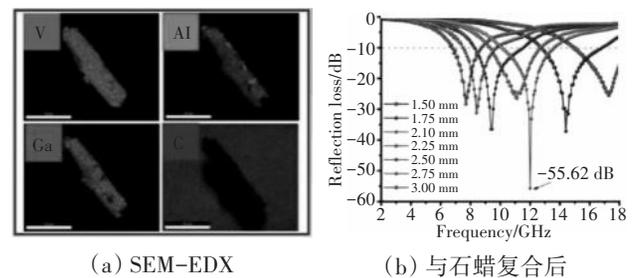


图21 $\text{V}_2(\text{Al}_{0.5}\text{Ga}_{0.5})\text{C}$ 微棒不同厚度样品的反射损耗^[62]

总的来说,为提高吸波性能,对MAX相改性研究的主要思路有:(1)与碳基吸收剂、金属吸收剂、陶瓷类吸收剂等复合;(2)M或A位掺杂或高熵化。MAX相具有良好的导电性和耐高温氧化性,是潜力的高温吸波剂候选材料,但是若要将其作为高温吸波涂层投入应用,还有许多温度需要解决,比如有效吸收带宽不够宽,离覆盖整个X波段和Ku波段(12~18 GHz)还有差距;高纯原料制备难度大成本高;在制备涂层的过程中易发生分解难以保证有效吸波相质量分数等。

3 高温雷达吸波涂层的结构设计

按照加工工艺和承载性能,高温雷达吸波材料可分为涂覆型和结构型,前者是将吸波剂与透波剂混合涂覆在目标表面形成涂层,后者通常是把吸波剂分散于层状结构材料中,或者是采用高强度、良好透波性能的复合材料为面板,特殊几何形状层为夹心的复合结构^[63]。随着探测技术的迅猛发展,武器装备面临着更加苛刻的服役条件,对高温雷达吸波涂层也提出了“薄、轻、宽、强”的要求。为提高性能,涂层的设计需要充分发挥材料本身物理性能和结构可调的优势。目前,在雷达吸波涂层结构设计领域的研究主要集中于超结构和梯度结构。

3.1 超结构

超结构材料是基于周期性排列的谐振单元结构。自 Landy 等^[64]在 2008 年提出了一种完全吸波特性的超材料吸收器,超结构的设计开始被各国学者广泛研究。作为超材料的一种,频率选择表面(FSS)在雷达吸波涂层的设计中应用广泛。FSS 由大量无源谐振单元组成的 2 维周期性导体贴片或孔径单元阵列结构^[65],可以看成是一种有滤波功能的超表面材料,其滤波特性来自于其周期性结构与电磁波的相互作用^[66]。通过人为调整谐振单元的形状、排列方式以及具有特定电磁性能周围介质,可以实现对空间电磁波特定频段的选择性谐振,若将吸收单元分别在不同频率上调谐,则可实现宽带吸收^[67]。

Yang 等^[68]设计了一种具有超材料表面的 TiO₂/Al₂O₃ 雷达吸波涂层, FSS 表面由周期性排列的金属铝圆片构成(如图 22 所示, C 为周期长度, r 为圆形结构半径),该涂层在整个 X 波段的反射损耗小于 -10 dB。

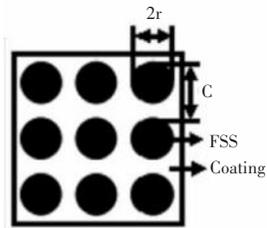


图 22 超表面(FSS)俯视图^[68]

之后为拓宽吸收带宽^[69],将超表面更换为由圆形和方形组成的周期性金属铝贴片阵列,其单元结构如图 23 所示。图中, a 为正方形单元的边长, R 为圆形单元的直径, C 为整个单元的边长, t 为厚度。

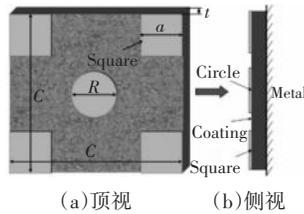


图 23 具有超表面的涂层结构单元^[69]

在正入射条件下,采用遗传算法对超表面的参数进行了优化。在 X 和 Ku 波段,单层 TiO₂/Al₂O₃ 陶瓷涂层的有效吸收频率带宽为 0,而添加超材料表面后,在涂层整体厚度仅 1.7 mm 的情况下,反射损耗在 -5 dB 以下的频率范围为 8.2~18 GHz,在 10.6 GHz 左右反射损耗达最小值,为 -29 dB。进一步的, Yang 等^[70]又设计了一种由 2 层频率选择表面(FSS)和 TiO₂/Al₂O₃ 陶瓷组成的宽带雷达吸收涂层。FSS 的第 1 层与陶瓷层相互接触,为相互耦合的方形和圆形金属铝片周期阵列,顶层由周期方形金属铝贴片组成,陶瓷层位于 FSS 层以下,整体构造如图 24 所示。图中, C 为 FSS 的周期长度, R 为圆形结构直径, a, b 分别为顶层和中间层 FSS 中正方形边长, t_1, t_2 和 t 分别为顶层和中间层

FSS 以及陶瓷层的厚度。

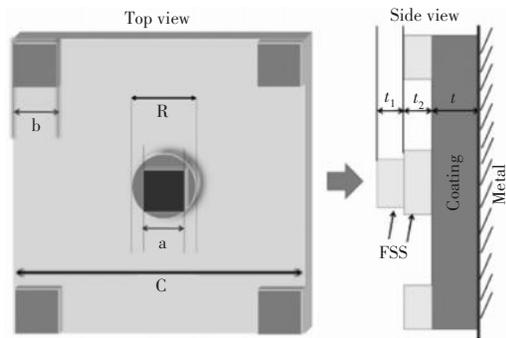


图 24 FSS 单元结构^[70]

经过计算优化,在厚度为 2.2 mm 的情况下,涂层在 10.9 GHz 处出现反射损耗极值 -27.5 dB,总有效吸收带宽约 7 GHz (7.0~8.7 GHz 和 9.2~14.8 GHz)。仿真结果与试验结果吻合较好。

由于在高温环境下金属 FSS 易氧化,导致性能急剧下降,氧化物半导体 FSS 材料成为了新的研究方向。Yang 等^[71]将 CrTiO (掺 Cr³⁺ 的 TiO₂) 作为 FSS 材料,研究了 Cr₂O₃ 质量分数和陶瓷层厚度对 X 波段内涂层的电磁参数和吸波性能影响。结果表明, CrTiO 陶瓷层的介电常数和磁导率(实部和虚部)随 Cr₂O₃ 质量分数增大,随着涂层厚度的增加,反射损耗极值逐渐向低频区域移动。添加一定尺寸的 FSS 后,涂层在 X 波段范围内的反射损耗低于 -10 dB,相较无 FSS 的 CrTiO 涂层,有效吸收带宽拓宽了约 3 GHz。Shao 等^[72]采用等离子喷涂技术制备了陶瓷层和 FSS 层分别为质量分数 20% 的 Al₂O₃~ 质量分数 80% 的 TiC 和 NiCrAlY 的超材料雷达吸波涂层(整体结构如图 25 所示),并测试了其高温雷达吸波性能。试验与模拟结果表明,在 800 °C 下,厚度为 0.96 mm 的样品在整个 X 波段的反射损耗小于 -5 dB。

Zhao 等^[73]设计了一种由超表面层和陶瓷层复合而成高温超材料吸波涂层,其结构如图 26 所示。其中超表面层为丝网印刷的高温导电浆料(由导电材料 Pt、MoSi₂、TiB₂ 等和玻璃粉均匀混合后与有机载体充

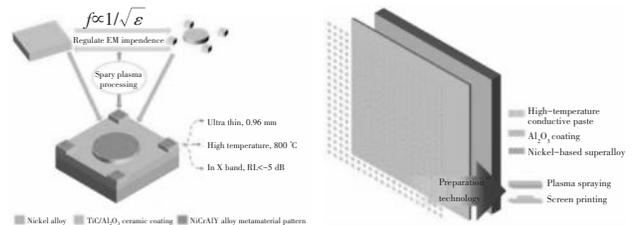


图 25 具有 FSS 的超结构高温吸波涂层结构^[72]

图 26 由超表面层和陶瓷层复合而成的高温超材料吸波涂层结构^[73]

分研磨制得),陶瓷层为等离子喷涂的氧化铝涂层。

在800 °C时,总厚度为1.5 mm的复合涂层的在几乎整个10~18 GHz频率范围的反射损耗低于-5 dB。

随后Zhao等^[74]更换超表面层的材料为FeCrAl,并将图案改为十字形结构,如图27所示。图中, s 为单元长度, w 为FeCrAl线宽度, l 为FeCrAl线长度, t_1 为Al₂O₃陶瓷层厚度, t_2 为Al₂O₃保护层厚度。为防止在复杂的高温环境下表面结构损伤,在FeCrAl结构单元上喷涂1层薄的Al₂O₃保护层。在700 °C下,1.7 mm厚的涂层的有效吸收范围是11.07~20.76 GHz,有效吸收带宽达9.69 GHz。

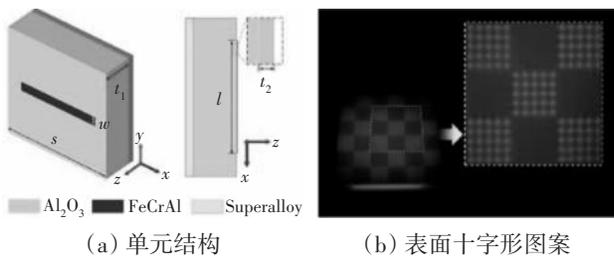


图27 由超表面层和陶瓷层复合而成的高温超材料吸波涂层结构^[74]

总体而言,通过优化FSS超表面的参数,提高FSS超材料耐温性能能够实现电磁波在高温下较宽频率范围内较好的吸波性。但是FSS的制备难度较大不易在复杂形状表面上实现,其耐温,耐蚀,抗冲刷性有待考察。考虑到工程应用的可行性,结构简化和新工艺的开发是未来的探索趋势。

3.2 梯度结构

优秀的吸波体需同时满足阻抗匹配和吸收衰减机制,仅靠单层吸波涂层难以兼顾这两点。而采用阻抗渐变型多层吸波涂层有望克服这一难题^[75]。通过调整损耗介质质量分数,涂层结构等改变各层电磁参数,使多层吸波涂层的层间阻抗呈渐变式变化,各涂层之间、表层与空气之间达到最大程度的阻抗匹配,使更多的入射电磁波能进入吸波材料内被损耗吸收,从而达到提高吸波性能和展宽频带的目的^[17,76-77]。根据阻抗变化的特点,这种结构被称为梯度结构,如图28所示。表层为透波层,增大透射,减少表面反射,中间层为过渡吸收层,既要透入的电磁波有损耗作用,也要兼顾阻抗匹配,底层则为强电磁损耗层,最大限度地增加电磁损耗。

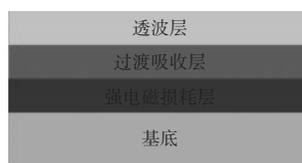


图28 梯度结构雷达吸波涂层

选择各层的电磁参数时应该使各层的归一化阻抗的幅值呈阶梯变化,相临2层间的变化不能太大^[17]。具体的设计过程包括根据设计指标选择目标函数和基于一定的优化方法编译程序求解目标函数。常用的优化方法有遗传算法^[78]、模拟退火法^[79]、罚函数法、单纯形法、粒子群算法^[80]等,每种方法都有各自的优势和不足,其中遗传算法的研究较为成熟,具有稳健、高效、无需求导等特点,适合处理多层吸波材料优化这类多目标复杂系统的设计问题,因此在梯度结构吸波材料的优化设计中得到广泛应用和持续发展^[67]。

王智慧等^[75]制备了以羰基铁粉层为表层,以纳米铁酸镍钴复合微米钴粉层为中间层,以化学镀镍层为底层的3层复合吸波涂层,其反射损耗小于-5dB的带宽为13.5 GHz(4.5~18 GHz);何燕飞等^[81]设计了3层平板吸波体,表层由二氧化钛材料组成,中间层由磁性微粉与碳纤维组成,底层为铁、钴等强磁损耗体,当涂层的总厚度为1 mm时,其反射损耗小于-8 dB的范围可达8~18 GHz;马成勇等^[82]将磁损耗介质羰基铁粉和电损耗介质相结合,通过改变各层中羰基铁粉的质量分数,制备出一种3层雷达吸波涂层,在涂层厚度为1.2 mm,面密度为1.8 kg/m²时,8~18 GHz频段范围内反射损失小于-10 dB的带宽达6.0 GHz;日本电气公司研制的双层吸波材料的损耗层由铁氧体粉末、黄铜短纤维和环氧树脂组成,匹配层由铁氧体和环氧树脂组成,在X波段反射损耗<-20 dB的带宽为4.0 GHz^[83];Kim等^[84]采用化学镀工艺在空心陶瓷基体上沉积了低密度的Co和Co-Fe薄膜,通过调整膜中Co的质量分数,可改变吸收峰位置和频谱效应,涂层厚度为1.5 mm时,吸收峰位于10.1 GHz处,反射损耗约为-18.2 dB;崔晓冬等^[85]设计了硫化锑作为匹配层,炭粉作为吸波层填料的双层吸波材料,反射损耗<-10 dB的带宽为7.2 GHz;Ji等^[86]采用流延工艺,制备了不同Ti₃C₂T_x MXene和磷酸三乙酯(TEP)质量分数的MXene/聚合物薄膜(MPFs)。设计了具有良好吸波性能的多层阻抗梯度涂层,其结构如图29所示。图中,S2.5、S5~S15、S17.5表示含不同质量分数Ti₃C₂T_x MXene的层。

HFSS理论计算结果表明,只需微调厚度,涂层的有效吸收带宽就能覆盖整个X波段,反射损耗峰值可达-26.10 dB;He等^[87]以聚乙烯醇缩丁醛(PVB)聚合物为基,制备了不同Fe₃S₄/CNTs质量分数的复合吸波材料。基于不同复合材料的电磁参数,在宽带阻抗匹配

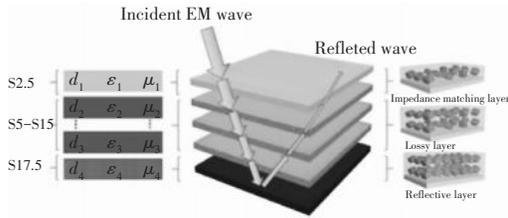


图29 多层 $\text{Ti}_3\text{C}_2\text{T}_x$ MXene/聚合物阻抗梯度涂层结构^[86]

原理下,通过粒子群优化(PSO)算法精确构建多层结构复合材料,其结构及吸波原理如图30所示。

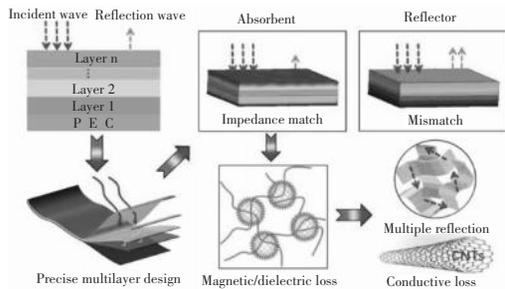


图30 多层 $\text{Fe}_3\text{S}_4/\text{CNTs}$ 复合材料+聚合物的阻抗梯度结构及吸波原理^[87]

采用有限元法(FEM)模拟和试验表明,厚度为3.8 mm的双层结构吸波性能最佳,在2~18 GHz范围内该双层结构的有效吸收带宽为10.9 GHz,反射损耗峰值为-35 dB。Wei等^[88]采用溶胶-凝胶、无压烧结、化学气相渗透(CVI)和1100 °C(1.5 h)氧化等方法制备了具有菜花状多层的 $\text{SiO}_2/\text{SiC}-\text{Y}_2\text{Si}_2\text{O}_7$ 复合结构。SiC导电层提供了漏电损耗和极化损耗作用, SiO_2 绝缘层增强了阻抗匹配性能,并在结构中形成微米级孔隙,有利于微波能量的耗散。此外,多层花椰菜状结构为电磁波反射提供了多通道。在3.65 mm和3.9 mm的厚度下,有效吸收带宽覆盖整个X波段,反射损耗峰值在-20 dB左右。Pan等^[89]通过酸蚀刻和随后的热还原成功合成了由2维片状金属有机骨架(MOF)衍生的碳基磁性多孔纳米复合材料,并通过多层阻抗梯度设计优化了阻抗匹配特性,总厚度为2.5 mm的 $\text{Ni}@\text{CoZn}/\text{C} 10\%+\text{CoZn}/\text{C}$ 的双层吸收涂层有效吸收带宽为6.32 GHz(11.48~17.8 GHz),反射损耗峰值为-37.5 dB。

综上所述,通过设计梯度结构可以有效地提高涂层吸波性能增加有效带宽。同时从实际应用角度出发,梯度结构的设计呈现出少层化,吸波剂复合化的趋势。这有利于降低梯度涂层的制备难度,提高其工程应用的可能性。目前梯度结构的研究多局限在室温,未来可以充分运用各种优化方法,设计更简单的耐高温的结构。

4 高温雷达吸波涂层测试技术

4.1 矩形波导法

高温矩形波导法测试系统^[90](如图31所示)主要由波导腔,矢量网络分析仪和控温系统组成。

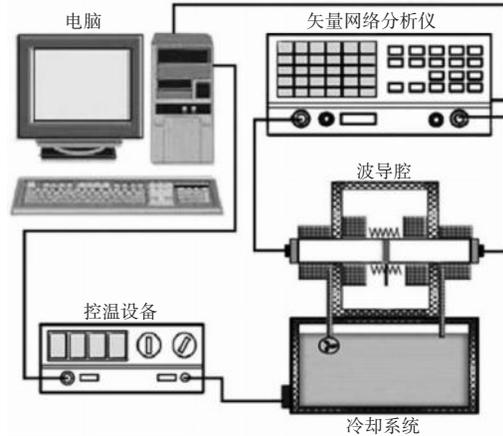


图31 高温矩形波导法测试系统^[90]

将待测样品放置在矩形波导腔中间,样品和波导管共同构成了2端口网络。通过矢量网络分析仪测得试样的1对复散射参数 S_{11} 与 S_{21} ,然后通过中间反射系数 R 和传输系数 T 计算复电磁参数。由等效电路原理,材料的透射系数 T ,反射系数 R 和 S 参数之间满足

$$T = \frac{[S_{11} + S_{21}] - R}{1 - [S_{11} + S_{21}]R} \quad (14)$$

$$R = k \pm \sqrt{k^2 - 1} \quad (15)$$

$$k = \frac{[S_{11}^2 - S_{12}^2] + 1}{2S_{11}} \quad (16)$$

又由传输线理论可知

$$T = \exp \left\{ -j \frac{2\pi}{\lambda_0} \sqrt{\mu_r \epsilon_r - \left(\frac{\lambda_0}{\lambda_c} \right)^2} * l \right\} \quad (17)$$

$$R = \frac{Z' - 1}{Z' + 1} \quad (18)$$

$$Z' = \frac{\mu_r \sqrt{1 - \left(\frac{\lambda_0}{\lambda_c} \right)^2}}{\sqrt{\mu_r \epsilon_r - \left(\frac{\lambda_0}{\lambda_c} \right)^2}} \quad (19)$$

式中: λ_0 为真空中电磁波的波长; $\epsilon_c=2$,为电磁波传输线的截止波长,为波导管的宽边边长, l 为待测样品的厚度。

由上述公式可算出样品的复电磁参数。

4.2 弓形法

根据 GJB 2038A《雷达吸波材料反射率测试方法》^[91]高温吸波涂层的反射率测试可采用弓形法直接测试,弓形法测试系统和实际弓形法测试设备如图 32 所示^[91]。测试平台位于弓形轨道中心正下方,周围放置吸波材料,发射天线和接收天线对称的安装在弓形轨道上,收发天线可沿轨道移动从而改变入射与发射角度。测试时,将金属板和待测涂层样品先后放置在平台上,通过对比二者反射信号功率即可得到待测涂层的反射率^[92]。

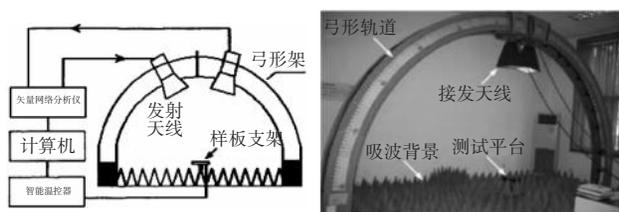


图 32 弓形法测试系统和实际弓形法测试设备

图 32 弓形法测试系统和实际弓形法测试设备

5 结束语

航空发动机隐身是战机隐身的重难点^[93],而用于发动机高温部件的吸波涂层正是研究的关键。尽管高温雷达吸波涂层的研究取得了一定进展,但未来仍需要朝着轻(密度)、薄(厚度)、强(吸收)、宽(频带)的方向继续提高。下一步的研究重点可能在以下几个方向:

(1)深入基础研究,阐明材料的中各种缺陷对电磁波频率和温度的响应机理,指导材料设计。

(2)通过复合不同损耗机制的吸波材料,调控材料整体电磁参数调控,达到拓宽吸收频段和降低涂层质量的效果。

(3)设计涂层结构,采用梯度结构提高涂层阻抗匹配性,设计特定形状、排列方式的超材料结合相应电磁参数的介质,实现对电磁波特定频段的选择性谐振,从而实现宽带吸收。

(4)针对高温雷达吸波涂层可能存在的高温氧化,相互反应,抗热震性差,继续开展新材料、结构及制备工艺的研发。

参考文献:

[1] 阮颖铮. 雷达截面与隐身技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998: 2-5.
RUAN Yingzheng, Radar cross section and stealth technology[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1998:2-5. (in Chinese)

[2] 丁冬海, 罗发, 周万城等. 高温雷达吸波材料研究现状与展望[J]. 无

机材料学报, 2014, 29(5): 461-469.

- DING Donghai, LUO Fa, ZHOU Wancheng, et al. Research status and outlook of high temperature radar absorbing materials[J]. Journal of Inorganic Materials, 2014, 29(5): 461-469. (in Chinese)
- [3] 胡晓磊, 殷大虎, 金建伟. 南联盟击落 F-117A 隐身飞机战例破解研究[J]. 现代防御技术, 2020, 48(4): 1-7.
HU Xiaolei, YIN Dahu, JIN Jianwei. The war case cracking and research of yugoslavia shooting down the F-117A stealth aircraft[J]. Modern Defense Technology, 2020, 48(4): 1-7. (in Chinese)
- [4] 刘海韬. 夹层结构 SiCf/SiC 雷达吸波材料设计、制备及性能研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2010.
LIU Haitao. Designs, preparations and properties of the SiCf/SiC radar absorbing materials with sandwich structures[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2010. (in Chinese)
- [5] 李南. 外形设计对飞机隐身性能影响分析[J]. 电子工程师, 2007 (12): 11-13, 17.
LI Nan. Analysis of the influence of exterior design on aircraft stealth performance[J]. Electronic Engineer, 2007 (12): 11-13, 17. (in Chinese)
- [6] Han T, Luo R Y, Cui G Y, et al. Effect of SiC nanowires on the high-temperature microwave absorption properties of SiC_p/SiC composites [J]. Journal of the European Ceramic Society, 2019, 39(5): 1743-1756.
- [7] Su J, Zhou W, Liu Y, et al. High-temperature dielectric and microwave absorption property of plasma sprayed Ti₃SiC₂/cordierite coatings [J]. Journal of Materials Science- Materials in Electronics, 2016, 27(3): 2460-2466
- [8] Wu P, He W T, Guo H B. Effect of nonequivalent doping on dielectric and microwave absorbing properties of LaFeO₃-based ceramics[J]. Journal of Materials Research and Technology, 2023(1): 24
- [9] Wei H Y, Zhang Z P, Hussain G, et al. Techniques to enhance magnetic permeability in microwave absorbing materials[J]. Applied Materials Today, 2020, 19(C): 100596.
- [10] 陈政伟, 范晓孟, 黄小萧, 等. 高温吸波陶瓷材料研究进展[J]. 现代技术陶瓷, 2020, 41(Z1): 1-98.
CHEN Zhengwei, FAN Xiaomeng, HUANG Xiaoxia, et al. Research progress and prospection on high-temperature wave-absorbing ceramic materials.[J]. Advanced Ceramics, 2020, 41(Z1): 1-98. (in Chinese)
- [11] 陈崇源. 电路理论: 端口网络与均匀传输线[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1999: 77-81.
CHEN Chongyuan. Circuit theory: port networks and uniform transmission lines[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 1999: 77-81. (in Chinese)
- [12] 刘雄章. TiB₂ 吸收剂制备及其高温雷达吸波材料研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2021.
LIU Xiongzhong. Preparation of TiB₂ absorbent and its research on high-temperature radar absorbing material[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2021. (in Chinese)

- [13] Song J P, Huang C Z, Lyu M, et al. Effects of TiC content and melt phase on microstructure and mechanical properties of ternary TiB_2 -based ceramic cutting tool materials[J]. *Materials Science & Engineering A*, 2014(1):605.
- [14] Wu P, He W T, Gao Y Y, et al. Dual properties of microwave absorption and thermal protection in $\text{La}_{0.5}\text{Sr}_{0.5}\text{FeO}_3 - \text{Al}_2\text{O}_3$ pseudobinary composites[J]. *Advanced Engineering Materials*, 2023(1):264.
- [15] 孔巍, 杨凯. 从吸波机理探析建筑吸波材料的应用及展望[J]. *上海建材*, 2010(1):14-15.
KONG Wei, YANG Kai. Exploring the application and prospects of building absorbing materials from the perspective of absorbing mechanism[J]. *Shanghai Building Materials*, 2010(1):14-15. (in Chinese)
- [16] Gao L, Zhang R, Wei C, et al. The dielectric and microwave absorption properties variation with temperature of $\text{La}_{0.5}\text{Sr}_{0.5}\text{CoO}_3$ ceramics and improved microwave absorption by FSS[J]. *Ceram Int*, 2021, 47:26430 - 26437.
- [17] 简科. 雷达吸波材料的涂层结构设计[J]. *安全与电磁兼容*, 2009(3):72-75.
JIAN Ke. Coating structure design of radar absorbing materials[J]. *Safety & EMC*, 2009(3):72-75. (in Chinese)
- [18] 刘毅. Ti_3SiC_2 高温吸收剂的制备及介电、吸波性能研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2016.
LIU Yi. Preparation, dielectric and microwave absorbing properties of high temperature Ti_3SiC_2 absorbent[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2016. (in Chinese)
- [19] 赵东林, 周万城. 纳米 Si/C/N 复相粉体的微波吸收特性 [J]. *复合材料学报*, 2002(2): 65-70.
ZHAO Donglin, ZHOU Wancheng. Microwave absorption characteristics of nano-Si/C/N complex powders[J]. *Journal of Composite Materials*, 2002(2): 65-70. (in Chinese)
- [20] 耿健烽, 周万城, 张颖娟, 等. 纳米 Si/C/N 复相粉体-硅溶胶涂层的介电和吸波性能研究[J]. *材料导报*, 2010, 24(12):23-25.
GENG Jianfeng, ZHOU Wancheng, ZHANG Yingjuan, et al. Study on dielectric and absorbing properties of nano-Si/C/N complex powder-silica sol coating[J]. *Material Reports*, 2010, 24(12): 23-25. (in Chinese)
- [21] Zhong B, Sai T Q, Xia L, et al. High-efficient production of SiC/ SiO_2 core-shell nanowires for effective microwave absorption [J]. *Materials & Design*, 2017, 121:185-193.
- [22] 刘颀, 汪刘应, 陈桂明, 等. CNTs-SiC/ Al_2O_3 - TiO_2 复合涂层的制备及其性能[J]. *无机材料学报*. 2011, 26(11): 1187-1192.
LIU Gu, WANG Liuying, CHEN Guiming, et al. Preparation and properties of CNTs-SiC/ Al_2O_3 - TiO_2 composite coatings[J]. *Journal of Inorganic Materials*, 2011, 26(11): 1187-1192. (in Chinese)
- [23] Yang H J, Cao M S, Li Y, et al. Silicon carbide: enhanced dielectric properties and excellent microwave absorption of SiC powders driven with NiO nanorings [J]. *Advanced Optical Materials*, 2014, 2(3): 214-219.
- [24] 王志江. 耐高温 SiC/Co@ SiO_2 一维纳米复合材料的可控制备及其雷达微波吸收机制研究 [R]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.
WANG Zhijiang. Controlled preparation of high-temperature resistant SiC/Co@ SiO_2 one-dimensional nanocomposites and their radar microwave absorption mechanism[R]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015. (in Chinese)
- [25] Yuan X Y, Cheng L F, Zhang L T. Influence of temperature on dielectric properties and microwave absorbing performances of TiC nanowires/ SiO_2 composites [J]. *Ceramics International*, 2014, 40(10): 15391-15397.
- [26] Wang Y, Luo F, Zhou W C, et al. Dielectric and microwave absorption properties of TiC- Al_2O_3 /silica coatings at high temperature [J]. *Journal of Electronic Materials*, 2017, 46(8):5225-5231.
- [27] Li R, Qing Y, Li W, et al. The electromagnetic absorbing properties of plasma-sprayed TiC/ Al_2O_3 coatings under oblique incident microwave irradiation [J]. *Ceramics International*, 2021, 47(16): 22864-22868.
- [28] Liu Y, Su X L, He X H, et al. Dielectric and microwave absorption properties of ZrB_2 / Al_2O_3 composite ceramics [J]. *Journal of Materials Science: Materials in Electronics*, 2019(1):30.
- [29] Wang Y, Luo F, Zhang L, et al. Microwave dielectric properties of Al-doped ZnO powders synthesized by coprecipitation method[J]. *Ceramics International*, 2013, 39(8): 8723-8727.
- [30] Zhou L, Zhou W C, Liu T, et al. Influence of ZnO content and annealing temperature on the dielectric properties of ZnO/ Al_2O_3 composite coatings[J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2011, 509(19): 5903-5907.
- [31] Wei P, Zhu D M, Huang S S, et al. Effects of the annealing temperature and atmosphere on the microstructures and dielectric properties of ZnO/ Al_2O_3 composite coatings[J]. *Applied Surface Science*, 2013(1): 285.
- [32] Zhang H Z, Banfield J F. Structural characteristics and mechanical and thermodynamic properties of nanocrystalline TiO_2 [J]. *Chemical reviews*, 2014, 114(19):9613-9644.
- [33] Yang Z N, Luo F, Hu Y, et al. Dielectric and microwave absorption properties of TiO_2 / Al_2O_3 coatings and improved microwave absorption by FSS incorporation[J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2016(1):678.
- [34] Kim J H, Song R H, Hyun S H. Effect of slurry-coated LaSrMnO_3 on the electrical property of Fe - Cr alloy for metallic interconnect of SOFC[J]. *Solid State Ionics*, 2004, 174(1):185-191.
- [35] de Larramendi, Idoia Ruiz... Perovskite materials - synthesis, characterisation, properties, and applications [M]. Rijeka : IntechOpen , 2016:20-21
- [36] Cui K, Cheng Y L, Dai J M, et al. Synthesis, characterization and microwave absorption properties of $\text{La}_{0.6}\text{Sr}_{0.4}\text{MnO}_3$ /polyaniline composite[J]. *Materials Chemistry and Physics*, 2013, 138(2-3): 810-816.
- [37] Cheng Y L, Dai J M, Wu D J, et al. Electromagnetic and microwave absorption properties of carbonyl iron/ $\text{La}_{0.6}\text{Sr}_{0.4}\text{MnO}_3$ composites[J]. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2009, 322(1): 97-101.
- [38] Yang Z N, Luo F, Xu J S, et al. Dielectric and microwave absorption properties of LaSrMnO_3 / Al_2O_3 ceramic coatings fabricated by atmospheric plasma spraying[J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2016(1):662.
- [39] Jia H Y, Zhou W C, Nan H Y, et al. Enhanced high temperature microwave absorption of $\text{La}_{0.9}\text{Sr}_{0.1}\text{MnO}_3$ / MgAl_2O_4 composite ceramics based on controllable electrical conductivity[J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2020, 40(5):1931-1937.
- [40] Jia H Y, Zhou W C, Nan H Y, et al. High temperature microwave

- absorbing properties of plasma sprayed $\text{La}_{0.6}\text{Sr}_{0.4}\text{FeO}_{3-8}/\text{MgAl}_2\text{O}_4$ composite ceramic coatings[J]. *Ceramics International*, 2020, 46(5): 6168–6173.
- [41] Zhou L, Su G X, Wang H B, et al. Influence of NiCrAlY content on dielectric and microwave absorption properties of NiCrAlY/ Al_2O_3 composite coatings[J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2019(1):777.
- [42] Zhou L, Zhou W C, Su J B, et al. Plasma sprayed $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{FeCrAl}$ composite coatings for electromagnetic wave absorption application[J]. *Applied Surface Science*, 2012, 258(7):2691–2696.
- [43] Zhao D, Luo F, Zhou W C, et al. Complex permittivity and microwave-absorbing properties of Fe/ Al_2O_3 coatings by air plasma spraying technique[J]. *International Journal of Applied Ceramic Technology*, 2013, 10(s1):E88–E97.
- [44] Liu Y, Li Y Y, Luo F, et al. Electromagnetic and microwave absorption properties of SiO_2 -coated Ti_3SiC_2 powders with higher oxidation resistance[J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2017(4):301.
- [45] Wei Z, Peng X, Yang L. Preparation and study on microwave absorbing materials of boron nitride coated pyrolytic carbon particles [J]. *Applied Surface Science*, 2012, 258(22):8455–8459.
- [46] Zhang Z, Duan X, Jia D, et al. On the formation mechanisms and properties of max phases: a review [J]. *Journal of the European Ceramic Society*, 2021, 41(7): 3851–3878.
- [47] 刘超, 杨岳洋, 南策文, 等. MAX及其衍生MXene相碳化物的热电性能及展望[J]. *物理学报*, 2021, 70(20): 206–221.
LIU Chao, YANG Yueyang, NAN Cewen, et al. . MAX thermoelectric properties and prospects of MXene phase carbides and their derivatives [J]. *Acta Physica Sinica*, 2021, 70(20): 206–221. (in Chinese)
- [48] Zhou A, Liu Y, Li S, et al. From structural ceramics to 2d materials with multi-applications: a review on the development from max phases to Mxenes [J]. *Journal of Advanced Ceramics*, 2021, 10(6): 1194–1242.
- [49] Ma C, Yu W, Ma G, et al. Recent progress on high temperature radar absorbing coatings (RACs) a review [J]. *Critical Reviews in Solid State and Materials Sciences*, 2022(1):726–753.
- [50] Magnuson M, Mattesini M. Chemical bonding and electronic-structure in max phases as viewed by X-ray spectroscopy and density functional theory [J]. *Thin Solid Films*, 2017, 621: 108–130.
- [51] 田莉, 付超, 李月明, 等. MAX相陶瓷的结构、制备及物理性能研究 [J]. *物理学进展*, 2021, 41(1): 39–61.
TIAN Li, FU Chao, LI Yueming, Structure, preparation and physical properties of iso-.MAX phase ceramics[J]. *Progress in Physics*, 2021, 41(1): 39–61. (in Chinese)
- [52] Liu Y, Luo F, Zhou W, et al. Dielectric and microwave absorption properties of Ti_3SiC_2 powders [J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2013, 576: 43–47.
- [53] Liu Y, Si J, Li Y, et al. Electromagnetic and microwave absorption properties of hybrid FeCrAl/ Ti_3SiC_2 composite in X-band [J]. *Journal of Electronic Materials*, 2017, 46(8): 4981–4988.
- [54] Chen D, Luo F, Zhou W, et al. Effect of Ti_3SiC_2 addition on microwave absorption property of plasma sprayed $\text{Ti}_3\text{SiC}_2/\text{NASICON}$ coatings [J]. *Journal of Materials Science– Materials in Electronics*, 2018, 29(16): 13534–13540.
- [55] Zhao D, Xia S, Wang Y, et al. High-performance microwave absorption properties of $\text{Ti}_3\text{SiC}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$ coatings prepared by plasma spraying [J]. *Applied Physics A– Materials Science & Processing*, 2020, 126(1):260–277.
- [56] Ilyushchanka A P, Baray S G, Letsko A I, et al. Preparation of Ti–Si–C system and their ceramic composite coatings using gas flame spraying for microwave absorbing applications [J]. *Surface & Coatings Technology*, 2021, 405: 126631.
- [57] Sengupta A, Rao B V B, Sharma N, et al. Comparative evaluation of MAX, MXene, NanoMAX, and nanoMAX-derived-MXene for microwave absorption and li ion battery anode applications [J]. *Nanoscale*, 2020, 12(15): 8466–8476.
- [58] Li J, Xu T, Bai H, et al. Structural modifications and electromagnetic property regulations of Ti_3AlC_2 Max for enhancing microwave absorption through the strategy of Fe doping [J]. *Advanced Materials Interfaces*, 2022, 9(6): 2101510.
- [59] Zhang Y, Wen J, Zhang L, et al. High antioxidant lamellar structure Cr_2AlC : dielectric and microwave absorption properties in X band [J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2021, 860: 157896.
- [60] Luo W, Liu Y, Wang C, et al. Molten salt assisted synthesis and electromagnetic wave absorption properties of $(\text{V}_{1-x}\text{Ti}_x\text{Cr}_y)_2\text{AlC}$ solid solutions [J]. *Journal of Materials Chemistry C*, 2021, 9(24): 7697–7705.
- [61] Luo W, Liu Y, Wang C, et al. Sacrificial template synthesis of $(\text{V}_{0.8}\text{Ti}_{0.1}\text{Cr}_{0.1})_2\text{AlC}$ and carbon fiber@ $(\text{V}_{0.8}\text{Ti}_{0.1}\text{Cr}_{0.1})_2\text{AlC}$ microrods for efficient microwave absorption [J]. *Journal of Materials Science & Technology*, 2022, 111: 236–244.
- [62] Luo W, Li P, Liu Y, et al. $\text{V}_2(\text{Al}_{1-x}\text{Ga}_x)\text{C}$ microrods synthesized through molten-salt show efficient microwave absorption capability [J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2023, 935: 168109.
- [63] 赵晓鹏, 刘亚红. 微波超材料与超表面中波的行为 [M]. 北京: 科学出版社, 2016: 347–423.
ZHAO Xiaopeng, LIU Yahong. Behavior of microwave metamaterials and metasurface waves[M]. Beijing: Science Press, 2016: 347–423. (in Chinese)
- [64] Landy N I, Sajuyigbe S, Mock J J, et al. Perfect metamaterial absorber [J]. *Physical Review Letters*, 2008, 100(20): 207402.
- [65] Anwar R S, Mao L, Ning H. Frequency selective surfaces: a review [J]. *Applied Sciences–Basel*, 2018, 8(9): 1689.
- [66] 杨帆, 伍瑞新, 赵天恩, 等. 随机分布频率选择表面对材料电磁波吸收性能影响的实验研究[J]. *微波学报*, 2007, 23(2): 29–32.
YANG Fan, WU Ruixin, ZHAO Tianen, et al. Experimental study on the influence of randomly distributed frequency selection surface on electromagnetic wave absorption performance of materials[J]. *Journal of Microwaves*, 2007, 23(2): 29–32. (in Chinese)
- [67] 肖钢. 多层吸波材料计算设计及优化研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2003.
XIAO Gang. Research on computational design and optimization of multilayer absorbing materials[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2003. (in Chinese)
- [68] Yang Z, Luo F, Hu Y, et al. Dielectric and microwave absorption properties of $\text{TiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$ coatings and improved microwave absorption by FSS incorporation [J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2016, 678: 527–532.
- [69] Yang Z, Luo F, Zhou W, et al. Design of a broadband electromagnetic absorbers based on $\text{TiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$ ceramic coatings with

- metamaterial surfaces [J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2016, 687: 384-388.
- [70] Yang Z, Luo F, Zhou W, et al. Design of a thin and broadband microwave absorber using double layer frequency selective surface [J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2017, 699: 534-539.
- [71] Yang Z, Ren W, Zhu L, et al. Electromagnetic-wave absorption property of $\text{Cr}_2\text{O}_3 - \text{TiO}_2$ coating with frequency selective surface [J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2019, 803: 111-117.
- [72] Shao T, Ma H, Wang J, et al. Ultra-thin and high temperature NiCrAlY alloy metamaterial enhanced radar absorbing coating [J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2020, 832: 154945.
- [73] Zhao S, Ma H, Shao T, et al. High temperature metamaterial enhanced electromagnetic absorbing coating prepared with alumina ceramic [J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2021, 874: 159822.
- [74] Zhao S, Ma H, Li X, et al. Achieving high temperature broadband electromagnetic reflection reduction via Al_2O_3 / fccral refractory composite coating [J]. *Ceramics International*, 2022, 48(9): 13340-13347.
- [75] 王智慧, 骆武, 夏志东, 等. 化学镀层与涂层复合多层结构雷达波吸收性能研究[J]. *兵器材料科学与工程*, 2006, 29(1): 61-64.
WANG Zhihui, LUO Wu, XIA Zhidong, et al. Study on radar wave absorption performance of electroless coating and coating composite multilayer structure[J]. *Ordnance Materials Science and Engineering*, 2006, 29(1): 61-64. (in Chinese)
- [76] 李斌玲, 谢国治, 宋晓龙, 等. 多层雷达波段吸波涂层的研究现状及展望[J]. *河海大学学报(自然科学版)*, 2011, 39(4): 464-469.
LI Binling, XIE Guozhi, SONG Xiaolong, et al. Research status and prospect of multilayer radar band absorbing coating[J]. *Journal of Hohai University (Natural Science Edition)*, 2011, 39(4): 464-469. (in Chinese)
- [77] 刘翠枝. 宽频带多层吸波材料制备与性能研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2009.
LIU Cuizhi. Preparation and properties of multilayer absorbing materials in broadband[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2009. (in Chinese)
- [78] 甘治平, 官建国, 邓惠勇, 等. 用遗传算法设计宽带薄层微波吸收材料[J]. *电子学报*, 2003, 31(6): 918-920.
GAN Zhiping, GUAN Jianguo, DENG Huiyong, et al. Design of broadband thin-layer microwave absorbing materials using genetic algorithm[J]. *Acta Electronica Sinica*, 2003, 31(6): 918-920. (in Chinese)
- [79] Pesque J J, Bouche D P, Mittra R. Optimization of multilayer antireflection coatings using an optimal control method [J]. *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*, 1992, 40(9): 1789-1796.
- [80] Goudos S K. A versatile software tool for microwave planar radar absorbing materials design using global optimization algorithms [J]. *Materials & Design*, 2007, 28(10): 2585-2595.
- [81] 何燕飞, 龚荣洲, 李享成, 等. 多层复合吸波材料的制备及其吸波性能[J]. *无机材料学报*, 2006, 21(6): 1449-1453.
HE Yanfei, GONG Rongzhou, LI Xiangcheng, et al. Preparation and absorption properties of multilayer composite absorbing materials[J]. *Journal of Inorganic Materials*, 2006, 21(6): 1449-1453. (in Chinese)
- [82] 马成勇, 程海峰, 唐耿平, 等. 三层雷达吸波涂层的吸波性能研究[J]. *材料工程*, 2008(1): 11-13.
MA Chengyong, CHENG Haifeng, TANG Gengping, et al. Study on absorbing performance of three-layer radar absorbing coating[J]. *Journal of Materials Engineering*, 2008(1): 11-13. (in Chinese)
- [83] 胡传炘. 隐身涂层技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004(1): 125-126.
HU Chuanqiu. Stealth coating technology[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2004(1): 125-126. (in Chinese)
- [84] Kim S S, Kim S T, Ahn J M, et al. Magnetic and microwave absorbing properties of Co - Fe thin films plated on hollow ceramic microspheres of low density [J]. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2004, 271(1): 39-45.
- [85] 崔晓冬, 李长茂, 刘顺华. 双层雷达波吸收平板吸波特性研究[J]. *材料开发与应用*, 2006, 21(4): 8-10, 15.
CUI Xiaodong, LI Changmao, LIU Shunhua. Study on absorption characteristics of double-layer radar wave absorption flat plate[J]. *Materials Development and Application*, 2006, 21(4): 8-10, 15. (in Chinese)
- [86] Ji B, Fan S, Kou S, et al. Microwave absorption properties of multilayer impedance gradient absorber consisting of $\text{Ti}_3\text{C}_2\text{T}_x$ MXene/polymer films [J]. *Carbon*, 2021, 181: 130-142.
- [87] He L, Li X, Zhao Y, et al. The multilayer structure design of magnetic-carbon composite for ultra-broadband microwave absorption via pso algorithm [J]. *Journal of Alloys and Compounds*, 2022, 913: 165088.
- [88] Wei H, Liu J, Feng P, et al. Design of multilayer cauliflower-like structure $\text{SiO}_2/\text{SiC} - \text{Y}_2\text{Si}_2\text{O}_7$ composite ceramics as high-efficiency electromagnetic wave absorbers [J]. *Ceramics International*, 2022, 48(22): 33635-33644.
- [89] Pan J, Li X, Xia W, et al. Improvement of multiple attenuation and optimized impedance gradient for excellent multilayer microwave absorbers derived from two-dimensional metal - organic frameworks [J]. *Chemical Engineering Journal*, 2023, 452: 139601.
- [90] 何创创. Ti_3SiC_2 新型耐高温吸波材料的制备及性能研究[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2014.
HE Chuangchuang. Preparation and properties of Ti_3SiC_2 new microwave absorbing material used at high temperature[D]. Xi'an: Xidian University, 2014. (in Chinese)
- [91] 中国人民解放军总装备部. GJB 2038A-2011 雷达吸波材料反射率测试方法[S]. 北京: 总装备部军标出版发行部, 2011: 6-8.
People's Liberation Army General Armaments Department. GJB 2038A-2011 Test method for reflectivity of radar absorbing materials [S]. Beijing: Military Standard Publishing and Distribution Department of the General Equipment Department, 2011: 6-8. (in Chinese)
- [92] 张云鹏. 隐身涂层微波反射率现场检测技术研究[D]. 成都: 电子科技大学, 2019.
ZHANG Yunpeng. Research on microwave reflectivity in-situ test technology of stealth coating[D]. Chengdu, University of Electronic Science and Technology, 2019. (in Chinese)
- [93] 尚守堂, 曹茂国, 邓洪伟, 等. 航空发动机隐身技术研究及管理工
作探讨[J]. *航空发动机*, 2014, 40(2): 6-9, 18.
SHANG Shoutang, CAO Maoguo, DENG Hongwei, et al. Discuss on aeroengine stealth technology research and management[J]. *Aeroengine*, 2014, 40(2): 6-9, 18. (in Chinese)

(编辑: 程海)

耦合空气系统的燃气轮机拓扑自构建建模方法

郑培英¹, 周泽均², 钟易成³, 董威⁴, 刘家兴¹

(1. 中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015; 2. 海装广州局驻广州地区第一军事代表室, 广州 510220;
3. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016; 4. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘要: 为了实现通用性强、可扩展性好、灵活高效的整机性能模型通用建模, 提出了一种拓扑自构建的燃气轮机整机性能通用建模方法。基于面向对象思想, 采用模块化技术构建通用部件库, 再通过拓扑接口关联部件组成整机模型, 建立了适用于不同燃气轮机类型的整机性能仿真模型。耦合了多支路复杂空气系统迭代求解模型, 将其作为部件嵌入整机模型, 以取代现有的定比例引气量计算方法。采用跨平台图形开发框架及图像可视化技术, 开发了人机交互友好的整机性能预测平台。采用典型双轴燃气轮机算例, 与试验结果进行了对比验证。结果表明: 对于动力涡轮出口温度, 采用恒定引气比方式和当前耦合方法的计算结果与试验结果对比得到的最大误差分别为 3.36% 和 1.31%; 对于出口压力的计算在多数工况下的计算精度也有所提高。提出的拓扑自构建的燃气轮机整机性能通用建模方法实现了部件自由搭建及整机拓扑自构建, 且耦合空气系统后, 整机性能仿真精度显著提高。

关键词: 拓扑自构建; 空气系统; 整机性能模型; 燃气轮机

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.004

Topological Self-construction Modeling Method for Gas Turbine Coupled with Secondary Air System

ZHENG Pei-ying¹, ZHOU Ze-jun², ZHONG Yi-cheng³, DONG Wei⁴, LIU Jia-xing¹

(1. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China;

2. First Military Representative Office of the Naval Equipment Department in Guangzhou, Guangzhou 510220, China;

3. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

4. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: To achieve a universal, scalable, flexible, and efficient modeling of the whole-engine performance of gas turbines, a general-purpose whole-engine performance modeling method featuring topological self-construction was proposed. Based on object-oriented concepts, a general component library was constructed using modular technology, and then the whole-engine model was formed by associating components through topological interfaces. The whole-engine performance simulation models applicable to different types of gas turbines were established. The iterative solution model of the multi-branch complex air system was coupled and embedded into the whole-engine model as a component to replace the existing constant amount bleed air calculation method. A whole-engine performance prediction platform with a user-friendly human-machine interface was developed using a cross-platform graphics development framework and image visualization technology. A typical twin-spool gas turbine was used as a calculation case and compared with the experimental results. The results show that for the outlet temperature of the power turbine, the maximum errors calculated using the constant bleed method and the present coupling method are 3.36% and 1.31%, respectively. The calculation accuracy of outlet pressure is also improved under most operating conditions. The proposed topological self-construction general-purpose whole-engine performance modeling method can easily realize the construction of components and the topological self-construction of the whole-engine. After coupling with the secondary air system, the accuracy of the whole-engine performance simulation is significantly improved.

Key words: topological self-construction; secondary air system; whole-engine performance model; gas turbine

收稿日期: 2024-05-11 基金项目: 航空动力基础研究项目资助

作者简介: 郑培英 (1977), 女, 硕士, 高级工程师。

引用格式: 郑培英, 周泽均, 钟易成, 等. 耦合空气系统的燃气轮机拓扑自构建建模方法[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 33-39. ZHENG Pei-ying, ZHOU Ze-jun, ZHONG Yi-cheng, et al. Topological Self-construction Modeling Method for Gas Turbine Coupled with Secondary Air System[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 33-39.

0 引言

燃气轮机的整机性能一直是发动机设计制造方和使用方关注的重点,以往通过试验获得其性能参数的方式存在周期长、成本高、风险大等问题^[1]。随着计算机仿真技术的发展,整机性能设计正在分步骤地从“试验设计”向“预测设计”转变。整机模型建模是性能预测的关键,区别于传统的面向过程建模方法,面向对象建模因其具有通用性强、可扩展性好、灵活高效等特点,成为整机性能模型建模的主要方法^[2]。此外,由于部件试验的环境、测试方法、进出口边界条件等与整机的试验环境存在差异,导致部件在单独试验条件下获得的工作特性不完全等同于整机环境下的部件工作特性,采用部件在单独试验条件下获得的工作特性建模会影响整机性能的预测精度^[3]。同时,包括引气、封严装置在内的复杂空气系统的存在,对仿真精度提出了更高要求,使该领域仍具有巨大的研究空间^[4-5]。

目前国内外已经出现了一些较为成熟的整机性能模型建模及仿真软件。Wilfried^[6]开发的软件最具代表性,侧重于离线计算,集成了发动机部件库和控制系统库,可通过界面搭建多种类型发动机及控制系统模型进行稳态和动态仿真;Joachim^[7]将常见的发动机模型固化在程序中,用户从模型库中选取相应的设计模型,可快速得到所需结果;张晓博等^[8]采用VB语言建立了支持发动机抽象模型的界面搭建软件;丛靖梅等^[9]采用C语言开发了一种基于图形化的可灵活组装任意合理结构形式的航空发动机总体性能仿真模型;陶金伟^[10]采用C++语言建立了一个可复用和扩展灵活的航空发动机仿真平台。

通过对比分析发现,中国仿真软件在界面美观性、交互友好性、结果可视化效果等方面与国外仿真软件还存在较大差距。而且,在针对空气系统建模方面均只给定固定引气量建模。但在发动机整机实际工作状态发生变化时,空气系统引气量及流量分配随之变化,其沿程热力参数预测与实际状态产生显著差异,导致整机性能预测的精度降低。本文基于模块化技术和拓扑自构建技术,耦合多支路复杂空气系统,采用面向对象的跨平台图形开发框架和功能库,搭建了整机性能预测平台。

1 部件及整机拓扑自构建建模方法

1.1 部件模块化建模

部件模块搭建采用插槽技术。插槽源于电路板集成,线路板之间通过插槽接口连接成完整系统。如计算机就是将各种板卡、设备(光驱、硬盘)通过专用插槽与主板连接起来并形成完整可运行的系统。

针对燃气轮机的部件,采用面向对象建模思想,按功能划分成不同类型的部件,如进气道、压气机、燃烧室、涡轮等。根据部件特点,可将其对应的部件特性、热力学模型等进行封装,形成独立的部件模型。燃气轮机的部件建模算法已相对成熟,可参考相关文献^[11]。在此基础上,针对不同部件之间的关联关系建立各种通用的接口(插槽),称为插槽式接口,并将这些插槽配置于不同发动机部件上。在工程实际应用中,选择不同的发动机零部件,将不同部件的相关插槽连接起来即可组成可独立运行的子系统或完整发动机系统。

该建模方法具有规范、通用和可扩展等优势。在图形组建时,通过鼠标从部件库中拖动相应的部件至模型构建区中,然后可从部件的输出端口引出气路连线与下游部件连接,也可以移动下游部件使其端口与已有的连线连接,部件间通信方式如图1所示。

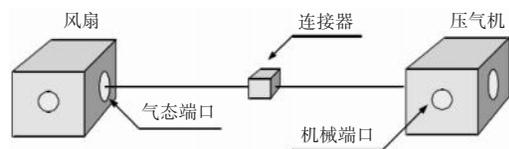


图1 部件间通信方式

1.2 空气系统建模

虽然发动机空气系统结构千变万化,但其流路都是由一些典型的单元组成^[12]。本研究针对燃气轮机空气系统进行高精度建模,应用1维可压缩流动和换热理论,将空气系统常见的流阻和换热现象抽象为若干典型的流阻和换热元件,如节流孔、篦齿封严、旋转盘腔等,并基于已有的经验关联式或半经验理论建立这些单元的计算模型^[13]。下面以节流孔为例说明建模算法。

节流孔广泛存在于发动机空气系统结构中,主要起到节流作用,用以调节冷气流量和压力以满足下游单元需要。例如作用于轴承上的负荷控制可通过节流孔调控相关腔内气流压力来实现。通过孔的气流

流量为

$$\dot{m} = C_d P_{in}^* A \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \frac{1}{RT_{in}^*} \left[\left(\frac{P_{out}}{P_{in}^*} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}^*} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]} \quad (1)$$

式中: P_{in}^* 和 T_{in}^* 分别为孔进口的总压和总温; P_{out} 为孔的出口静压; A 为孔的出口面积; C_d 为孔的流量系数。

因此,计算孔的实际流量归纳为如何得到孔的流量系数,旋转效应、孔长度、孔入口结构等对冷气流量的影响可以体现在对流量系数的修正上。

当孔进口气流方向和孔轴线方向一致且孔保持静止状态,试验数据表明普通孔流量系数的主要影响参数为孔长径比、孔进口倒圆和雷诺数。Huning 建议用 McGreen 和 Schotsch 提出的关联式作为基准式计算锐边短孔和 ASME 理想喷嘴(长孔)考虑雷诺数影响的不可压缩流动的流量系数^[14]

$$\begin{cases} \text{锐边短孔: } C_d = 0.5885 + \frac{372}{Re}, Re > 10^5 \\ \text{理想喷嘴: } C_d = 0.9881 + \frac{4.73}{\sqrt{Re}}, Re > 10^5 \end{cases}$$

针对燃气轮机空气系统,应用节流孔对涡轮外机匣冷气流路建模,如图 2 所示。从燃烧室外环(即 Inlet 进口)引入的部分气流 $W_{(1)}$,对机匣和高压涡轮外环进行冷却后,从涡轮外环两侧的小孔排入主燃气通道,分别为高压涡轮动叶前叶尖 $W_{(2)}$ (即 Outlet-1 出口)、高压涡轮动叶后叶尖 $W_{(3)}$ (即 Outlet-2 出口)。

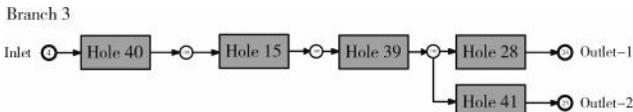


图 2 涡轮外机匣冷气流路

建立上述流路的求解方程,根据进口总温和总压、出口静压以及旋转轴的转速,迭代获得 2 个出口的流量。将上述过程封装形成涡轮外机匣冷气流路的计算模型,加入整机性能模型建模中。

1.3 耦合空气系统的拓扑自构建整机建模

在部件模块化和空气系统建模的基础上,通过模块化拓扑自构建建模即可建立燃气轮机整机性能仿真模型。以典型的双轴燃气轮机为例,建立耦合空气系统的整机性能模型,其模型拓扑结构如图 3 所示。

耦合空气系统的整机性能模型拓扑结构与常规的部件模块化建模方法建立的模型的不同之处,在于空气系统与部件模型之间的参数传递关系。常规的部件模块化建模中空气系统只需要给定引气比例,如

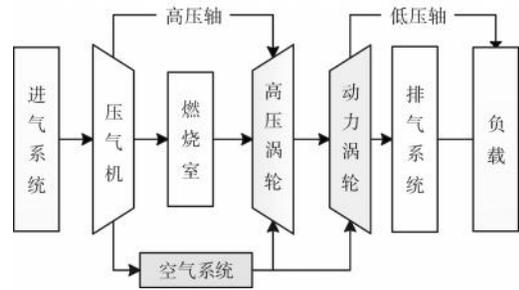


图 3 双轴燃气轮机整机拓扑结构

压气机出口流量比例,传递给涡轮冷却或外部引气;而耦合空气系统模型求解引气流量参数需要根据冷却系统进出口气流条件进行求解,因此空气系统与部件模型之间的参数传递关系相对复杂。

双轴燃气轮机整机性能计算流程及接口如图 4 所示。在设计点计算时,可沿流动顺序依次计算部件参数,从而实现整机参数求解;对于非设计点计算,由于计算过程中部分参数未知,因此首先基于部件间共同工作关系构造非线性方程,并使用牛顿迭代法进行迭代求解。迭代方程包括流路的流量平衡、转子轴功率平衡及静压平衡等,迭代方程的未知参数即为迭代变量。通过这些平衡方程的建立求解,便可得到部件工作点,从而得到发动机整机性能^[14]。

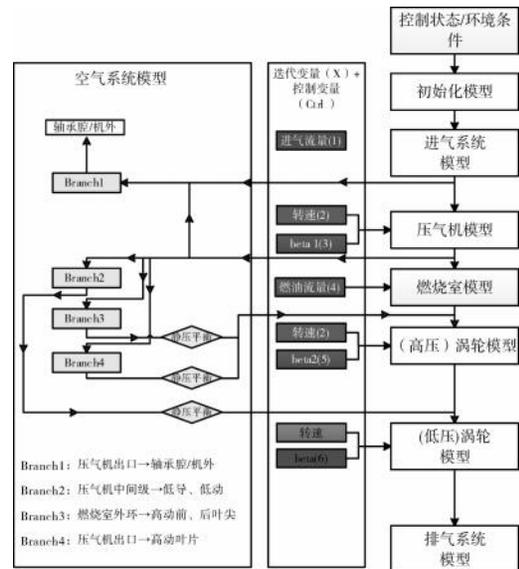


图 4 双轴燃气轮机整机性能计算流程及接口

在与空气系统耦合计算时,空气系统模型需要输入压气机引气位置气流参数和出口背压,进而获得引气流量以及空气系统出口气流参数。由于在单次迭代过程中,空气系统计算所需的背压未知,因此每添加 1 条汇入主流的空气系统支路,就要添加 1 组迭代变量和迭代方程。其迭代变量为该支路的空气系统

面模型存储体系用于可视化。

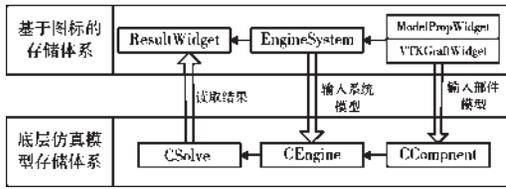


图 8 2套存储体系的映射关系

3 整机性能仿真建模软件实现

3.1 主界面设计及实现

整机性能仿真建模软件的主界面如图 9 所示。菜单栏主要实现项目的常用操作功能,从左到右依次为:新建项目、打开项目、保存项目、一键清空、适合窗口显示、一键截图及回到首页切换其他子程序。模型管理区主要实现整机模型管理及部件模型管理。图形显示及交互区主要实现部件及整机模型的显示与交互,包括部件创建、部件连接、截面编号设置、部件属性设置等模型交互;模型平移、旋转、放大、缩小等图形交互;同时,还可以切换显示计算结果。操作信息显示区主要用于记录用户操作过程。



图 9 整机性能仿真建模软件的主界面

3.2 拓扑自构建建模界面设计及实现

拓扑自构建建模包括部件建模和整机建模 2 部分,部件及整机自由建模如图 10 所示。建模方式支持:(1)单击部件图标,默认图形位置并设置部件编号;(2)选中部件图标右键添加;(3)左键按住部件图标,拖动添加;(4)导入工程模板文件添加,工程模板如图 11 所示。部件建模完成后,双击图标可以设置部件设计参数、导入特性曲线、选择监控及输出参数等,压气机属性设置界面如图 12 所示。基于气路传递关系建立部件间的拓扑连接;基于机械结构建立轴的连接关系;基于引气冷却流路建立空气系统连接关

系;三者综合形成整机模型。

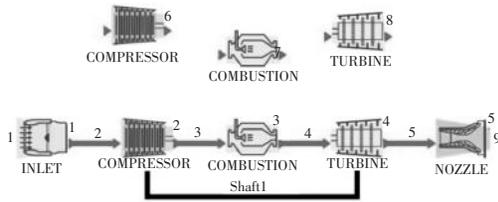


图 10 部件及整机自由建模

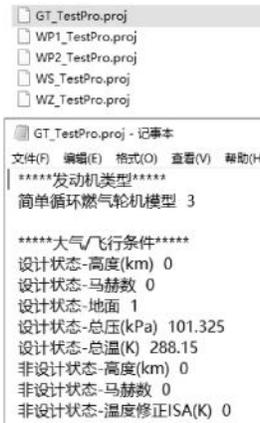


图 11 工程模板

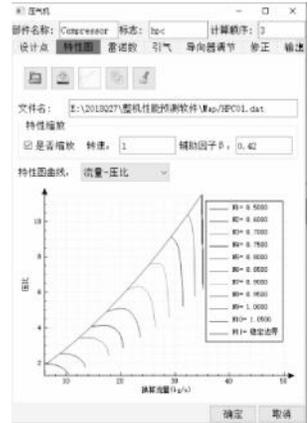


图 12 压气机属性设置界面

3.3 结果可视化界面设计及实现

3.3.1 过程监控可视化

为查看及掌握整机性能求解的收敛过程及精度,可以对求解变量实施监控,以及对过程的流量、功率、压力等平衡方程残差实施监控,过程监控变量可视化如图 13 所示。此外,还可以监控部件的参数随迭代步数的变化,比如空气系统迭代求解的流量情况,实时掌握迭代过程。

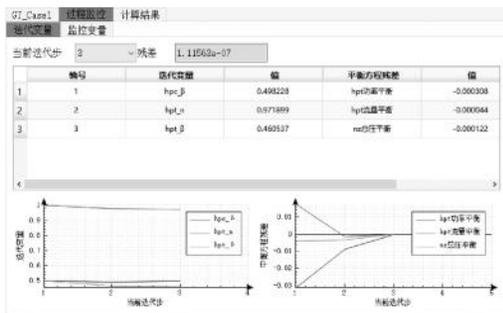


图 13 过程监控变量可视化

3.3.2 部件及整机结果可视化

整机结果可视化如图 14 所示。部件及整机结果主要展示仿真得到的部件进出口参数、各截面参数以及总体性能参数,包括推力、耗油率等。当耦合空气系统后,可对比耦合前后的总体性能参数的差异。

整机性能参数		压气机1		燃烧室		涡轮1		涡轮2		尾喷管	
编号	名称	设计值	修正值	设计值	修正值	设计值	修正值	设计值	修正值	设计值	修正值
1	总功率(kW)	418.2616	400.2603								
2	(当量) 耗油率(kg/kWh)	0.3313	0.3383								
3	(当量) 单位当量功率(kg/kWh)	235.1105	224.9917								
4	轴功率(kW)	403.4928	386.1138								
5	(轴) 耗油率(kg/kWh)	0.3434	0.3507								
6	(轴) 单位当量功率(kg/kWh)	226.8088	217.0398								

截面	面积(m ²)	质量(kg)	总压(kPa)
1	0	1.7622	288.1500
2	1	1.7622	288.1500
3	2	1.7622	589.7907
4	3	1.6635	589.7907
5	4	1.7011	1372.4400
6	5	1.7478	1353.4340

图14 整机结果可视化

4 典型燃气轮机算例验证及评估

4.1 仿真模型建模

为验证本文建立的整机性能仿真建模软件的计算精度,针对典型双轴燃气轮机的结构形式建立仿真模型,并开展仿真结果分析。双轴燃气轮机软件建模结果界面如图15所示。模型设计点参数值主要参考了LM2500燃气轮机,仿真算例设计点参数值见表1。

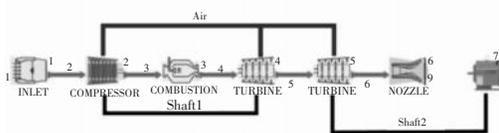


图15 双轴燃气轮机建模

表1 仿真算例设计点参数值

参数名称	数值	参数名称	数值
大气温度/K	288.15	燃烧室总压恢复系数	0.965
大气压力/Pa	101325	燃烧效率	0.995
大气湿度/%	0	高压涡轮效率	0.92
空气流量/(kg/s)	88.4	低压涡轮效率	0.9
进气道总压恢复系数	0.99	高压涡轮导向器冷却引气比例	0.08
压气机压比	23.54	高压涡轮转子冷却引气比例	0.05
压气机效率	0.85	低压涡轮导向器冷却引气比例	0.03
燃烧室出口总温/K	1524	低压涡轮转子冷却引气比例	0.03

燃气轮机非设计点性能计算需要基于部件特性求解,真实部件特性很难直接获得。本文采用基于商用软件提供的通用部件特性进行特性缩放方式^[6]获得压气机、涡轮部件特性。

4.2 耦合空气系统前后仿真结果分析

本文所考虑的空气系统支路的流体网络结构如图16所示。该支路引气点1(Inlet-1)为压气机出口,引气点2和3为压气机扩压器出口。排气点1(Outlet-1)为高压涡轮盘前叶根,排气点2为高压涡轮盘后叶根,排气点3为动力涡轮盘前叶根。

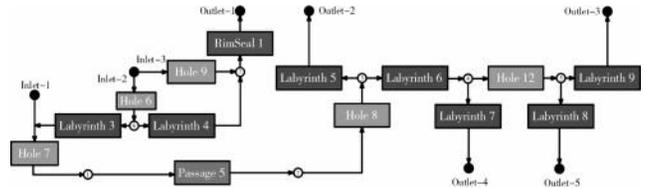


图16 空气系统某支路的流体网络结构

耦合空气系统模型前后,不同工况下该支路的相对总引气比变化如图17所示。当主流参数不与空气系统耦合计算,即采用恒定引气比的方式计算时,不同工况下引气比例始终给定。而当与空气系统耦合时,仿真模型在非设计点计算时的引气比例会随工况变化而改变。耦合空气系统前后整机参数对比如图18所示。由于空气系统引气比例的变化,整机仿真得到的热效率和排气温度均存在一定程度的变化,这为后续的燃机性能分析提供了基础。

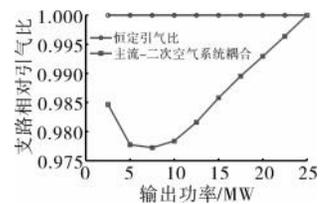


图17 不同工况下耦合空气系统前后支路相对总引气比对比

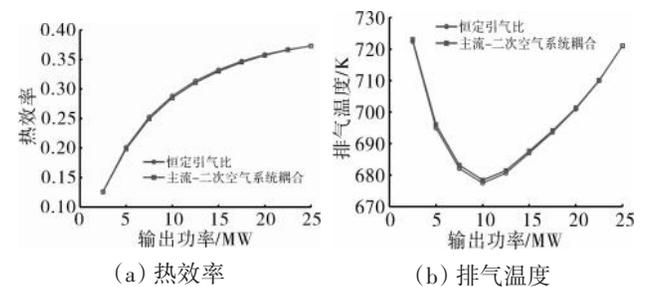


图18 耦合空气系统前后整机参数对比

为了进一步对主流-空气系统耦合的影响进行分析,构建了燃气轮机全部空气系统流路,并使用本文软件实现主流-空气系统耦合求解。在不同工况下使用恒定引气比和当前耦合方法计算得到的动力涡轮出口温度和压力与试验数据对比见表2。结果表明,对于动力涡轮出口温度,采用恒定引气比方式计算的最大误差为3.36%,采用当前耦合方法计算的最大误差为1.31%,计算精度得到了显著提高;对于动力涡轮出口压力,除了0.85工况下误差略有增大外,其他

工况下计算精度均有所提高。因此,通过主流-空气系统耦合仿真的方式,可有效提高燃机总体性能的仿真精度。

表2 不同工况下耦合空气系统前后仿真与试验结果对比

工况	求解方式	动力涡轮出口	动力涡轮出口
		温度误差/%	压力误差/%
1.00	恒定引气比	-2.47	0.10
	当前耦合方法	0.34	0.05
0.85	恒定引气比	-2.80	-0.13
	当前耦合方法	-0.09	-0.17
0.50	恒定引气比	-3.36	0.18
	当前耦合方法	-1.31	0.16
0.30	恒定引气比	-3.33	1.59
	当前耦合方法	-1.50	1.58

5 总结

(1)基于模块化技术建立了一种耦合空气系统的燃气轮机拓扑自构建的整机性能通用建模方法,可适用于不同结构组成的整机建模。

(2)基于整机性能通用建模方法,结合牛顿拉佛森通用求解技术,开发了通用性好、可扩展性好、人机交互友好的整机性能预测平台。

(3)通过典型燃气轮机算例验证,与试验数据对比,表明了本文提出的耦合空气系统的整机性能通用建模方法可以显著提高仿真精度。

参考文献:

- [1] 曹建国. 航空发动机仿真技术研究现状、挑战和展望[J]. 推进技术, 2018, 39(5): 961-970.
CAO Jianguo. Status, challenges and perspectives of aero-engine simulation technology[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(5): 961-970. (in Chinese)
- [2] Evans A L, Follen G, Naiman C, et al. Numerical propulsion system simulation's national cycle program[R]. AIAA-98-3113.
- [3] 潘率诚, 李刚团, 丁朝霞, 等. 基于部件特性的航空发动机性能模型修正[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2016, 29(6): 26-29, 33.
PAN Shuaicheng, LI Gangtuan, DING Zhaoxia, et al. Aero-engine performance model correction based on component performance map[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2016, 29(6): 26-29, 33. (in Chinese)
- [4] 梁津华, 赵维维, 徐连强, 等. 航空发动机空气系统和热分析的耦合计算与试验验证[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2019, 32(3): 24-29.
LIANG Jinhua, ZHAO Weiwei, XU Lianqiang, et al. The coupling calculation and experiment research of the secondary air system and thermal analysis in aero-engine[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2019, 32(3): 24-29. (in Chinese)
- [5] Yang X S, Jian M H, Dong W, et al. Simulation of the secondary air system of turbofan engines: insights from 1D-3D modeling[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2023, 36(1): 231-245.
- [6] Wilfried V. Generic analysis methods for gas turbine engine performance[M]. Holland: Ipskamp Drukkers, 2014: 36-46.
- [7] Joachim K. GasTurb 14 user's manual[M]. Germany: MTU Aero Engines, 2023: 21-33.
- [8] 张晓博, 王占学, 蔡元虎. 面向对象的航空发动机性能仿真系统研究[J]. 机械设计与制造, 2010, 11(11): 133-135.
ZHANG Xiaobo, WANG Zhanxue, CAI Yuanhu. A study of object-oriented aero-engine performance simulation system[J]. Machinery Design and Manufacture, 2010, 11(11): 133-135. (in Chinese)
- [9] 丛靖梅, 唐海龙, 张津. 面向对象的双轴混排加力涡扇发动机详细非线性实时仿真模型研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 65-68.
CONG Jingmei, TANG Hailong, ZHANG Jin. A study of object-oriented detailed nonlinear real-time performance simulation for a mixed-flow two-spool turbofan engine with afterburner[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 65-68. (in Chinese)
- [10] 陶金伟. 航空发动机组态建模仿真技术研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2009.
TAO Jinwei. Research on configuration modeling and simulation technology for aeroengine[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [11] North Atlantic Treaty Organisation. Performance prediction and simulation of gas turbine engine operation[R]. RTO-TR-044/AVT-018.
- [12] Alexiou A, Mathioudakis K. Secondary air system component modeling for engine performance simulations[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131(3): 031202-1-9.
- [13] Sun Z, Amirante D, Chew J W, et al. Coupled aerothermal modeling of a rotating cavity with radial inflow[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(3): 032505-1-11.
- [14] 郑培英, 刘家兴, 钟易成. 基于流体网络拓扑的航空发动机及燃气轮机整机性能通用仿真[J]. 航空发动机, 2023, 49(5): 1-7.
ZHENG Peiying, LIU Jiaying, ZHONG Yicheng. General simulation technology for aeroengine and gas turbine performance based on fluid network topology[J]. Aeroengine, 2023, 49(5): 1-7. (in Chinese)
- [15] 史永运, 钟易成, 龚波, 等. 基于定部件效率的通用航空发动机性能仿真系统构建[J]. 航空发动机, 2019, 45(1): 51-56.
SHI Yongyun, ZHONG Yicheng, GONG Bo, et al. Construction of aeroengine general performance simulation system based on fixed component efficiency[J]. Aeroengine, 2019, 45(1): 51-56. (in Chinese)
- [16] 史永运. 螺旋桨动力系统浆发匹配技术研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
SHI Yongyun. Research on prop-engine cooperation technology of propeller power system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018. (in Chinese)

(编辑: 刘 静)

基于 3 维数值仿真的变循环压缩系统部件匹配分析

李晓庆, 孟德君, 尹松

(中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘要: 为了研究变循环压缩系统中各部件之间的匹配关系以及在整机调节时的表现, 采用 3 维数值仿真软件对变循环发动机的风扇、核心机驱动风扇级(CDFS)、高压压气机和外涵道开展联合数值仿真, 并对数值计算与试验结果的差异。针对单、双涵工作模式, 开展内、外涵出口节流特性计算, 分析了内、外涵出口压力调节导致的各部件匹配关系的变化, 获得了涵道比的变化范围以及极限调节状态下的各部件表现出的流动特征, 确定了制约整个压缩系统喘振裕度的关键部件。结果表明: 在双涵模式下, 外涵节流导致风扇匹配点明显提高, 首先到达喘振边界; 在单涵模式下, 外涵节流导致风扇和 CDFS 匹配点同时提高, 几乎同时到达喘振边界; 在单、双涵模式下, 内涵节流均使高压压气机首先到达喘振边界。仿真得到的外涵道损失与试验偏差在 4% 以内。

关键词: 变循环; 风扇; 高压压气机; 节流特性; 涵道比; 匹配性能; 数值模拟; 航空发动机

中图分类号: V211.6

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.005

Component Matching Analysis of Variable Cycle Compression System Based on 3D Numerical Simulation

LI Xiao-qing, MENG De-jun, YIN Song

(AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to study the component matching of a variable cycle compression system and its performance during whole engine operation and adjustment, joint simulation of the fan, CDFS, compressor, and bypass duct of a variable cycle engine was carried out by using 3D numerical tools. The differences between numerical calculation and experimental results were compared. The core-flow throttling characteristics and bypass-flow throttling characteristics were investigated for the single and double bypass mode. The changes in component matching relationships caused by core and bypass outlet pressure regulation were analyzed. The variation range of the bypass ratio and flow characteristics of each component under limit regulation conditions were derived. The key components that constrain the surge margin of the whole compression system were identified. The results show that in double bypass mode, bypass throttling leads to a significant increase in the fan operating point, causing the fan to first reach the surge boundary; while under single bypass mode, bypass throttling leads to a simultaneous increase to the operating points of the fan and the CDFS, causing them to reach the surge boundary almost simultaneously. Core flow throttling causes the high-pressure compressor to first reach the surge boundary in both single and double bypass mode. The deviation between the numerically derived bypass loss and the experimental result is within 4%.

Key words: variable cycle; fan; high pressure compressor; throttling characteristics; bypass ratio; performance matching; numerical simulation; aeroengine

0 引言

变循环发动机可以在不同的工作状态下采用不同的工作模式, 通过部件几何和热力参数的调节, 兼顾超声速巡航的高推力性能和亚声速飞行的低耗油率要求^[1-3]。面对未来先进战斗机的多任务作战需求, 变循环发动机逐渐显现出其优越性, 成为各国致力研究的动力装置之一^[4-6]。变循环发动机的压缩系统新

增了模式选择阀门、前涵道引射器等特征部件, 具有全新的气动布局形式。与常规循环发动机相比, 变循环压缩系统构成了新的匹配关系, 具有更强的耦合性。

国内外学者对变循环发动机压缩系统开展了广泛研究。GE公司在变循环发动机研制方面一直处于领先地位, 自 20 世纪 60 年代至今, GE公司已先后经历了 5 代变循环发动机的研制^[7], 具有雄厚的技术储

收稿日期: 2022-11-15 基金项目: 航空动力基础研究项目资助

作者简介: 李晓庆(1985), 女, 硕士, 工程师。

引用格式: 李晓庆, 孟德君, 尹松. 基于 3 维数值仿真的变循环压缩系统部件匹配分析[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 40-46. LI Xiaoqing, MENG Dejun, YIN Song. Component matching analysis of variable cycle compression system based on 3D numerical simulation[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 40-46.

备^[7-8]。张鑫等^[9-11]分析了核心机驱动风扇级的气动设计特点和难点,以及气动布局、预旋分布和转子径向负荷分布对核心机驱动风扇级(Core Driven Fan Stage, CDFS)性能的影响;刘宝杰等^[12-14]编写了基于流线曲率法的一体化通流设计程序,并研究了前涵道引射器在通流计算中的模拟方法,对CDFS与高压压气机在设计转速下内、外涵单独节流进行了数值模拟,论证了外涵单独节流可以实现涵道比大范围调节的能力;马昌友等^[15-16]建立了CDFS与高压压气机匹配状态点关联预估简化方程,发展了匹配性能预估程序,进行了典型匹配涵道比分析和涵道比调节对匹配性能影响研究,并开展了CDFS与高压压气机匹配试验平台搭建及试验研究。上述研究大多针对CDFS、前涵道引射器等单个部件,以及CDFS、高压压气机和前涵道组成的核心压气机开展的,重点关注了各变循环特征部件的设计特点,以及CDFS与压气机的匹配关系,而对于高、低压压缩部件与外涵道构成的联合压缩系统的研究,以及变循环压缩部件在整机环境中的匹配研究相对较少。随着变循环发动机及其压缩部件设计技术的日渐成熟和研究的逐渐深入,对于高、低压压缩部件与外涵道构成的联合压缩系统的研究需求增加,更加关注压缩系统内各部件间匹配关系,以及在压缩系统调节过程中容易产生首发失稳的部件。

本文采用NUMECA3维数值仿真软件,开展了变循环高、低压压缩部件与外涵道联合数值仿真。

1 研究对象与数值计算方法

本文的变循环压缩系统如图1所示,包含风扇、中介机匣、CDFS、前涵道引射器、高压压气机和外涵道。涵道分为第1外涵道(前涵道)、第2外涵道和外涵道。

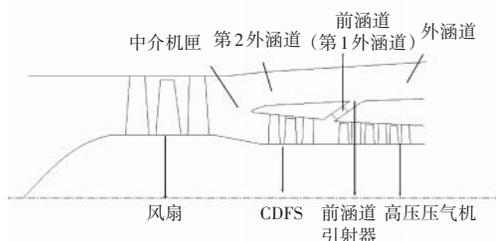


图1 变循环压缩系统

采用NUMECA对变循环发动机联合压缩系统在单、双涵模式下开展了全3维数值模拟。采用前处理

模块AutoGrid分别生成风扇、中介机匣、CDFS和高压压气机的单通道计算网格;采用前处理模块划分外涵道计算网格,然后将各部分网格导入IGG进行对接并设置交界面。计算域内网格总数约为650万。其中,风扇网格数约为270万,中介机匣网格数约为30万,CDFS与前涵道、高压压气机组成的核心压缩系统网格数约为340万,外涵道网格数约为10万。叶片采用O型网格拓扑结构。

联合压缩系统在单、双涵模式下的计算网格如图2所示。2种模式下计算模型的主要差异在于中介机匣及外涵道的网格和边界条件设置。在双涵模式下,中介机匣为2个涵道,中介机匣和外涵进口网格面设置为ROT边界;在单涵模式下,模式选择阀关闭,中介机匣只有内涵1个出口,外涵进口网格面设置为SOL边界。为了便于网格划分并提高计算收敛性,对中介机匣和外涵道几何模型进行简化,去掉了凸台等局部细节结构。该简化可能会造成外涵仿真结果偏乐观,但由于外涵气流速度较低,凸台处所形成低速涡流区带来的损失相对较小,因此认为该简化带来的误差不影响后续的分析结论。



(a) 双涵模式计算模型 (b) 单涵模式计算模型

图2 计算网格

计算域有1个进口、2个出口,进口给定轴向均匀进气,内、外涵出口分别根据计算工况给定平均静压。采用定常计算、S-A模型和中心差分格式。由于该计算域内包含多个部件,且进、出口热力学参数梯度大,因此,采用均匀初场通常不容易收敛,需要先分别计算各部件初场,然后在整个计算域联算时进行分别调用。

2 联合仿真与整机试验的对比

2.1 双涵模式下的仿真计算

针对双涵试验工况,开展双涵模式下的联合仿真计算(图2(a))。在计算时,根据试验调节规律给定各排可调叶片角度和前涵道开度。由于所研究的压缩系统包含多个部件,每个部件的匹配工况除了与给定的计算域进、出口边界条件有关,还与其他部件的匹配工况相关。此外,由于计算精度带入的误差,很难通过调节计算域出口背压使压缩系统中的各部件均

达到预期的试验压比。因此,通过调节内、外涵出口背压使风扇、CDFS、高压压气机压比均尽量接近整机试验的匹配压比,偏差在2%以内。在双涵模式下,数值计算值与试验值对比见表1。

表1 在双涵模式下数值计算值与试验值对比 %

参数	计算值与试验值的偏差	参数	计算值与试验值的偏差
风扇相对物理转速	0	CDFS内涵/压气机换算流量	4.1
风扇相对换算转速	0	CDFS外涵/第1外涵换算流量	-14.9
风扇换算流量	-0.4	CDFS压比	-0.3
风扇压比	1.1	压气机相对换算转速	-0.4
CDFS相对物理转速	0	压气机压比	0.5
CDFS相对换算转速	-0.2	外涵总恢复系数	3.4
CDFS换算流量	1.3		

从表中可见,在双涵模式下,各部件压比与试验工况基本相当,但流量存在一定的偏差。其中,计算比试验的高压压气机流量偏高,第1、2外涵流量偏低,说明高压压气机的实际通流能力比计算弱,造成较多的流量流入外涵道。外涵总压恢复系数为第1、2外涵进口至计算域出口的损失,计算的总压恢复系数比试验高3.4%。在双涵状态下计算外涵总的气动损失时采用折合总压恢复系数计算

$$\text{折合总压恢复系数} = \frac{P_{out}^* \cdot (m_1 + m_2)}{P_1^* \cdot m_1 + P_2^* \cdot m_2} \quad (1)$$

式中: P_{out}^* 为外涵出口总压; P_1^* 为第1外涵进口总压; P_2^* 为第2外涵进口总压; m_1 为第1外涵进口流量; m_2 为第2外涵进口流量。

2.2 在单涵模式下的仿真计算

采用图2(b)中的网格,开展在单涵模式下的联合仿真计算。根据试验调节规律给定各排可调叶片角度和前涵道开度。通过调节内、外涵出口压力,使风扇、CDFS、高压压气机压比均接近整机试验的匹配压比,计算得到单涵模式下数值计算与试验参数对比,见表2。

从表中可见,在单涵模式下计算得到的各部件匹配关系与双涵模式相似。在各部件计算压比与试验相当的情况下,高压压气机流量偏高、第1外涵流量偏低。不同的是,在单涵模式下计算得到的外涵总压恢复系数比试验值低3.9%。

表2 单涵模式下数值计算值与试验值对比 %

参数	计算值与试验值的偏差	参数	计算值与试验值的偏差
风扇相对物理转速	0	CDFS内涵/压气机换算流量	5.2
风扇相对换算转速	0	第1外涵换算流量	-19.6
风扇换算流量	3.0	CDFS压比	-0.1
风扇压比	-0.4	压气机相对换算转速	-0.2
CDFS相对物理转速	0	压气机压比	1.5
CDFS相对换算转速	-0.4	外涵总恢复系数	-3.9
CDFS换算流量	0.3		

3 单、双涵模式下的节流特性分析

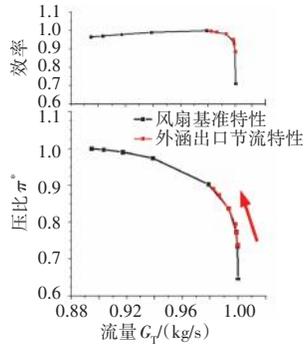
为进一步分析内、外涵出口压力调节对压缩系统内各部件工作状态的影响,以及引起的各部件匹配关系和涵道比的变化,对变循环高、低压联合压缩系统在单、双涵工作模式(图2)下,分别开展内、外涵出口节流特性计算。需要指出的是,在高、低压联合压缩系统中,风扇由低压轴驱动,CDFS和高压压气机由高压轴驱动,因此通过联合仿真计算压缩系统内、外涵节流特性时,实际上忽略了整机环境中内、外涵出口压力变化和各部件工况变化带来的整机匹配的变化,以及高、低压轴转速的变化。因此,假设高、低压轴转速不变,开展3维黏性情况下压缩系统各个部件之间的匹配分析。后续将本文的研究结果与整机匹配关联,可进一步开展变循环发动机整机匹配研究。

3.1 双涵模式下的外涵节流特性

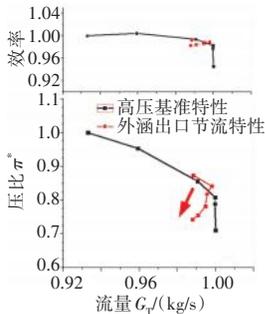
开展双涵模式下的外涵节流特性计算。外涵节流是指内涵道出口压力保持不变、改变外涵道出口压力。在外涵节流过程中,设定内涵道出口压力接近双涵试验工况的匹配点压力。

在外涵节流过程中,外涵道内的压力不断增加,通过中介机匣影响风扇背压,使风扇的工作点沿特性线向左支移动。采用相同的程序、网格和进口边界条件,同时提高中介机匣内、外涵出口压力计算得到风扇特性。采用相同程序和网格,在进口标准大气条件下,通过CDFS和高压压气机组成的核心压气机内外涵出口节流计算得到CDFS和高压压气机基准特性。外涵节流时的风扇、CDFS和高压压气机特性(双涵模式)如图3所示。外涵压力通过第1外涵影响CDFS出口/高压压气机进口压力,使高压压气机进口压力不

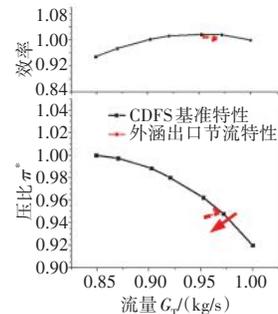
断提高,在内涵进、出口压力不变的计算条件下,高压压气机压比呈下降趋势。CDFs的工作状态受风扇出口环境(温度、压力)、外涵环境和高压压气机工作状态的共同影响,工况变化较为复杂。外涵节流虽然直接导致 CDFS 出口背压提高,但风扇出口/CDFS 进口压力、温度也同时升高,在各项因素的综合作用下, CDFS 匹配进口换算转速降低,匹配点向特性图的左下方移动,外涵节流时 CDFS、高压压气机换算转速的变化(双涵模式)如图 4 所示。



(a) 风扇特性

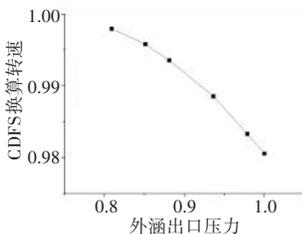


(b) CDFS 特性

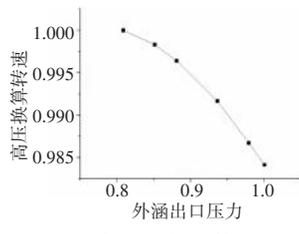


(c) 高压压气机特性

图 3 外涵节流时的风扇、CDFS 和高压压气机特性 (双涵模式)



(a) CDFS 换算转速的变化



(b) 高压压气机换算转速的变化

图 4 外涵节流时 CDFS、高压压气机换算转速的变化 (双涵模式)

从图 3、4 中可见,在整个压缩系统中,外涵节流导致风扇匹配点明显提高,向喘振边界移动;CDFS 匹配点变化相对较小,向特性图的左下方移动;高压压气机匹配点明显向堵塞边界移动。值得注意的是,随着外涵出口背压的提高,虽然各部件的匹配工况均未到达自身基准特性的喘振边界,但计算已经不能收敛。因此,对压缩系统中各个部件的性能和流场参数进行了分析,发现随着外涵出口背压的提高,风扇涵

道比显著降低直至接近 0,此时外涵出口流场产生较大分离区,导致计算无法收敛。涵道比随外涵背压的变化(双涵模式)如图 5 所示,高外涵背压下的中介机匣内部流场如图 6 所示。针对该问题,本文选取风扇和中介机匣作为计算域,对比内外涵同时节流和单独外涵节流 2 种情况下的性能差异。计算结果表明,2 种节流方式虽然都使风扇工作点沿自身基准特性向左支移动,但同样风扇压比对应的涵道比是不同的,2 个涵道同时节流,风扇涵道比变化较低,而只有外涵节流时,风扇涵道比显著降低,当涵道比较低甚至接近 0 时,继续提高外涵背压,外涵出口流场会急剧恶化(图 6),计算无法收敛,进而导致单独外涵节流时风扇所能达到的最高压比低于其自身基准特性的喘点压比,其特性线比其自身基准特性线短。

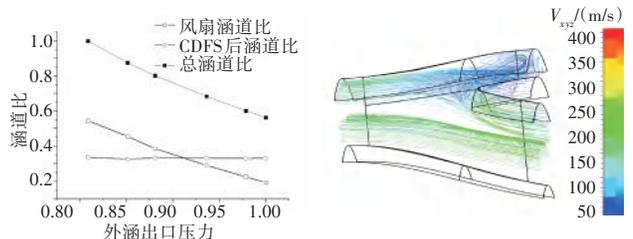


图 5 涵道比随外涵背压的变化(双涵模式)

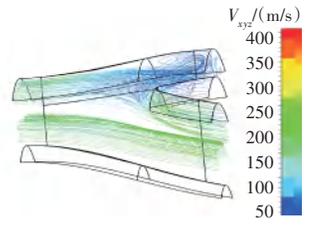


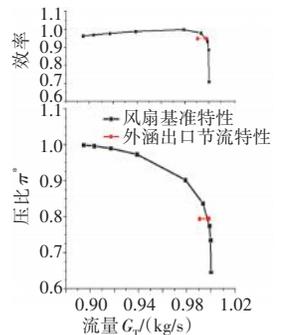
图 6 高外涵背压下的中介机匣内部流场

根据上述计算分析,认为风扇的喘振裕度,以及风扇在极限涵道比下的出口流动分离将决定整个压缩系统外涵调节的极限。

根据图 5 以及外涵节流时的部件特性可知,在外涵节流过程中,风扇外涵流量明显降低,风扇涵道比和压缩系统的总涵道比呈减小趋势,CDFS 和高压压气机流量略有降低,CDFS 后涵道比呈略有增大的趋势。

3.2 双涵模式下的内涵节流特性

内涵节流是指外涵道出口压力保持不变、改变内涵道出口压力。在内涵节流过程中,设定外涵道出口压力接近双涵试验工况的匹配点压力,由于外涵道内的静压基本不变,因此风扇匹配点基本不变,内涵节流时的风扇特性(双涵模式)如图 7 所示。随着内涵背压的提高,CDFS 和高压压气机的工作点沿特性线向左支移动。内涵节



(a) 风扇特性

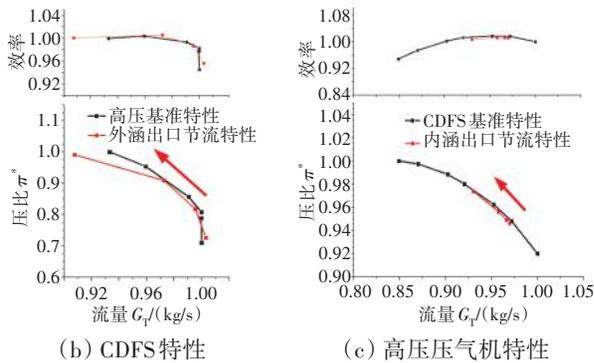


图7 内涵节流时的风扇、CDFS和高压压气机特性
(双涵模式)

流时的风扇、CDFS和高压压气机特性(双涵模式)如图8所示。由于内涵节流时风扇工作点基本不变,因此CDFS进口换算转速基本不变,而CDFS工作状态的提高导致高压换算转速呈下降趋势,这也是内涵节流过程中高压压气机特性比基准特性流量裕度偏高的原因。

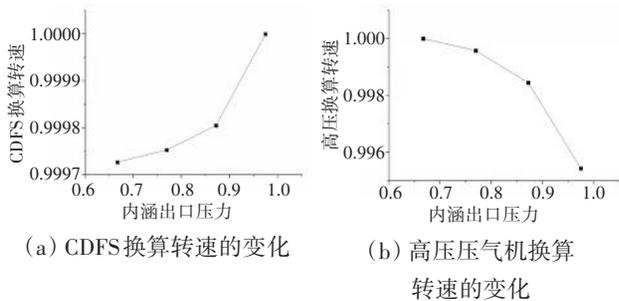


图8 内涵节流时CDFS、高压压气机换算转速的变化
(双涵模式)

从图7、8中可见,在整个压缩系统中,内涵节流导致CDFS和高压压气机工作状态明显提高,向喘振边界移动,高压压气机首先到达喘振边界,其喘振裕度是制约整个压缩系统喘振裕度的关键。

在内涵节流过程中,由于风扇工作状态基本不变,因此压缩系统的总流量基本不变,内涵背压提高使CDFS和高压压气机流量降低,因此压缩系统的总涵道比、风扇涵道比和CDFS后涵道比均呈上升趋势,涵道比随外涵背压的变化(双涵模式)如图9所示。

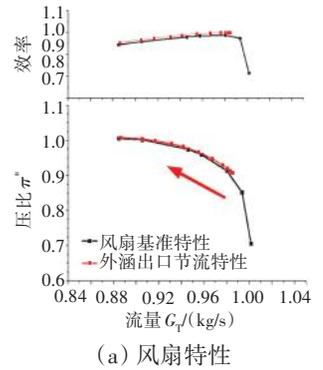
图9 涵道比随外涵背压的变化(双涵模式)

3.3 在单涵模式下的外涵节流特性分析

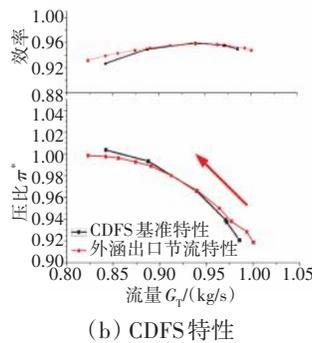
对于在单涵模式下的计算网格(图2(b)),此时模式选择阀门关闭,风扇出口气体均经中介机匣流入

内涵。在保持内涵道出口压力为单涵试验匹配压力的情况下,改变外涵道出口压力,得到外涵节流时的风扇、CDFS和高压压气机特性(单涵模式)如图10所示,外涵节流时CDFS、高压压气机换算转速的变化(单涵模式)如图11所示。从图10、11中可见,外涵背压的提高会影响CDFS和风扇的工作状态,风扇和CDFS的匹配点均沿特性线向左移动。对于本算例,风扇和CDFS的匹配工况

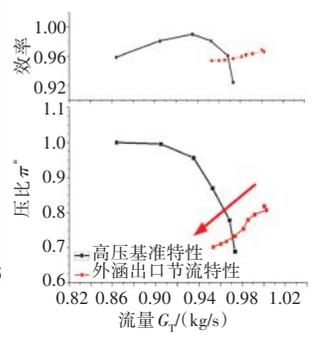
几乎同时到达自身特性的喘振边界,进而引起整个压缩系统的失稳。在内涵进出口压力不变的计算条件下,高压压气机压比呈下降趋势(图11(b))。随着风扇和CDFS工作状态的提高,CDFS和高压压气机进口换算转速均呈下降趋势。



(a) 风扇特性

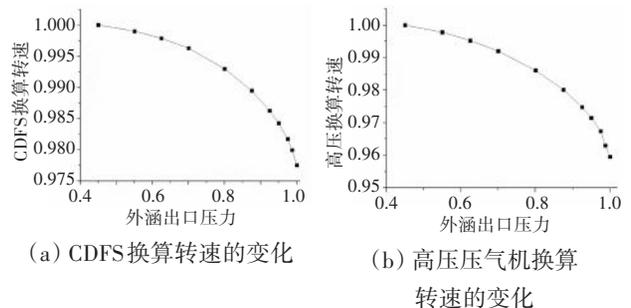


(b) CDFS特性



(c) 高压压气机特性

图10 外涵节流时的风扇、CDFS和高压压气机特性
(单涵模式)



(a) CDFS换算转速的变化 (b) 高压压气机换算转速的变化

图11 外涵节流时CDFS、高压压气机换算转速的变化
(单涵模式)

在单涵模式外涵节流过程中,风扇、CDFS和高压压气机的流量均呈降低趋势,压缩系统总涵道比(即CDFS后涵道比)的变化也呈减小趋势,涵道比随外涵背压的变化(单涵模式)如图12所示。

3.4 单涵模式下的内涵节流特性

在保持外涵道出口压力为单涵试验匹配压力的情况下,改变内涵道出口压力,得到内涵节流时风扇、CDFS 和高压压气机特性(单涵模式)如图 13 所示,内涵节流时 CDFS、高压压气机换算转速变化(单涵模式)如图 14 所示。从图 13、14 中可见,在内涵节流过程中,风扇、CDFS 和高压压气机的匹配点均呈现沿特性线向左支移动的趋势。其中,高压压气机匹配点上升最为明显,CDFS 次之,风扇匹配点上升较小。高压压气机首先到达喘振边界,其喘振裕度是制约整个压缩系统喘振裕度的关键。由于风扇和 CDFS 匹配点的提高,CDFS 和高压压气机换算转速均呈略有下降的趋势。

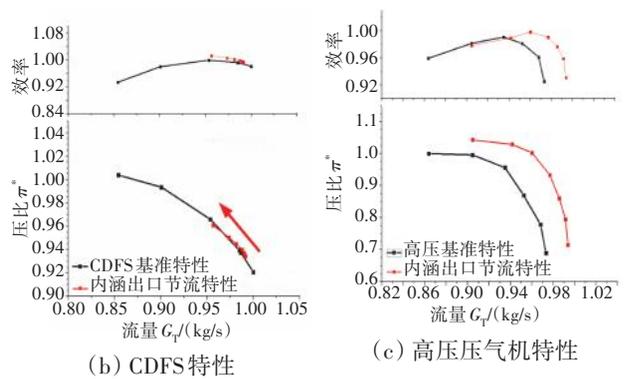


图 13 内涵节流时风扇、CDFS 和高压压气机特性(单涵模式)

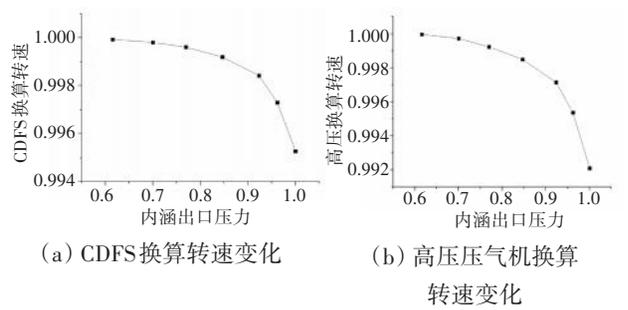


图 14 内涵节流时 CDFS、高压压气机换算转速变化(单涵模式)

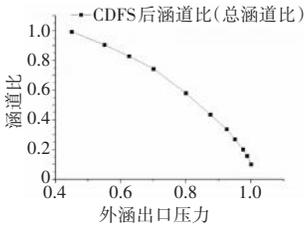


图 12 涵道比随外涵背压的变化(单涵模式)

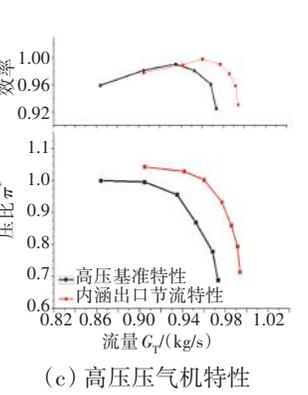
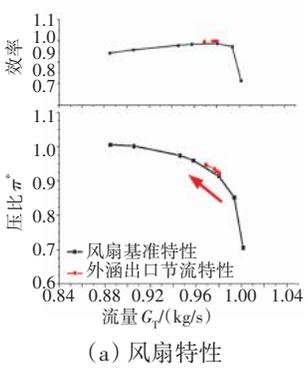


图 13 (b) CDFS 特性

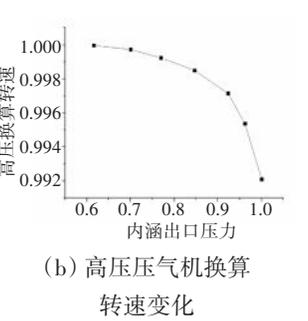


图 13 (c) 高压压气机特性

在该内涵节流过程中,压缩系统的进口总流量变化较小,内涵背压提高使高压压气机流量降低,压缩系统的总涵道比呈上升趋势,涵道比随内涵背压的变化(单涵模式)如图 15 所示。

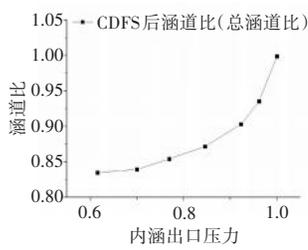


图 15 涵道比随内涵背压的变化(单涵模式)

从图 14(b)中可见,在高、低压压缩系统联合仿真中,通过内涵节流得到的高压压气机特性与其自身基准特性存在一定的差异。高压压气机基准特性是采用相同的程序和网格,在 CDFS 与高压压气机、前涵道构成的核心压气机计算域中通过高压压气机出口节流计算得到。因此,本文分别针对变循环压缩系统和核心压气机 2 种计算域,对比 CDFS 进口换算转速同时的高压压气机进口流场参数,如图 16 所示。从图中可见,在 2 种计算域条件下,高压压气机进口总压的径向分布接近,总温的径向分布差异较大,进口绝对马赫数和绝对气流角存在一定的差异。在压

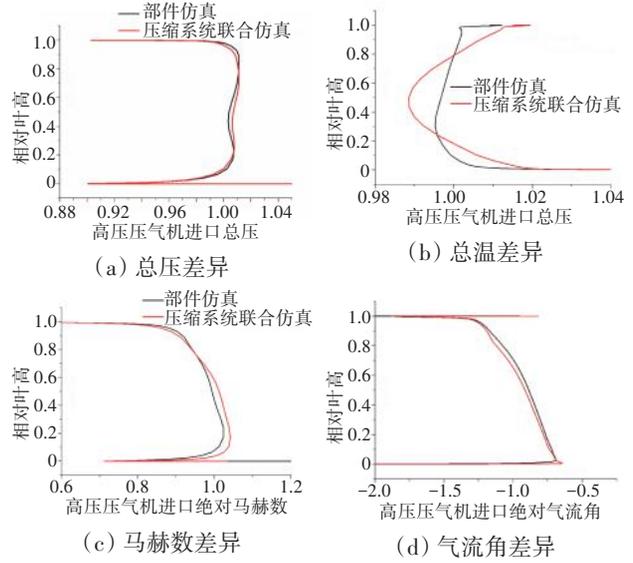


图 16 高压压气机进口总压、总温、马赫数和气流角差异

缩系统联合仿真中,根尖总温偏高、叶中总温偏低(图 16(b)),而在 CDFS 与高压压气机构成的核心压气机仿真中总温的径向分布相对均匀,本文认为产生该种差异的主要原因在于压缩系统联合仿真中带有更多低压部件(风扇和中介机匣),部件中根尖产生的流动损失比叶中偏大,因此温升偏高,累积到高压压气机进口则表现为根尖总温偏大。因此,压缩系统联合仿真表明,受高压压气机进口总温分布的影响,高压压气机在压缩系统中表现出来的匹配特性可能与自身

基准特性有一定的差异,进而使压缩系统的匹配及涵道比与预期存在偏差。

4 结论

(1)在单、双涵模式下,通过联合仿真得到的各部件匹配压比均与试验值相当,外涵道损失偏差在4%以内,但各部件的流量偏差较大。

(2)在单、双涵模式下的内、外涵出口节流计算表明:在外涵节流时,风扇或CDFs的喘振裕度是制约整个压缩系统喘振裕度的关键;在内涵节流时,高压压气机的喘振裕度是制约整个压缩系统喘振裕度的关键。

(3)各部件在联合仿真中表现出了更强的流动耦合性,可能导致联合仿真中体现的部件特性与基准特性存在一定差异。本文中极限调节下的中介机匣流场恶化、前端部件导致的高压压气机进口总温分布不均匀分别导致风扇、高压压气机匹配特性与自身基准特性的偏差。

参考文献:

- [1] Kurzke J. The mission define the cycle: turbojet, turbofan and variable cycle engine for high speed propulsion[R]. RTO-EN-AVT-185.
- [2] Allan R D. Advanced supersonic propulsion system technology study, phase 2[R]. NASA-CR-134913.
- [3] 方昌德. 变循环发动机[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2004, 17(3): 1-5.
FANG Changde. Variable cycle engines[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(3): 1-5. (in Chinese)
- [4] French M. NASA VCE test bed engine aerodynamic performance characteristics and test results[R]. AIAA-81-1594.
- [5] 赖安卿, 胡骏, 屠宝锋. 核心机驱动风扇级气动设计方案[J]. 航空动力学报, 2014, 29(9): 2229-2238.
LAI Anqing, HU Jun, TU Baofeng. Scheme on aerodynamic design of core driven fan stage[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(9): 2229-2238. (in Chinese)
- [6] 方昌德. 航空发动机的发展研究[M]. 北京: 航空工业出版社, 2009: 124-129.
FANG Changde. The development of aeroengine research[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2009: 124-129. (in Chinese)
- [7] Huang G P, Li C, Xia C, et al. Investigations of entrainment characteristics and shear-layer vortices evolution in an axisymmetric rear variable area bypass injector[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2022, 35(4): 230-244.
- [8] Wang R Y, Liu B J, Xia C, et al. The exploration of bypass matching limitation and mechanisms in a double bypass engine compression system[J]. Aerospace Science and Technology, 2021, 119: 107225-1-14.
- [9] 刘大响. 对加快发展我国航空动力的思考[J]. 航空动力学报, 2001, 16(1): 1-7.
LIU Daxiang. Deliberation upon advance of aeroengine development in China[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(1): 1-7. (in Chinese)
- [10] 张鑫, 刘宝杰. 核心机驱动风扇级的气动设计特点分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(2): 434-442.
ZHANG Xin, LIU Baojie. Analysis of aerodynamic design characteristics of core driven fan stage[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(2): 434-442. (in Chinese)
- [11] 张鑫, 刘宝杰. 紧凑布局核心机驱动风扇级设计参数影响分析[J]. 推进技术, 2011, 32(1): 47-53.
ZHANG Xin, LIU Baojie. Analysis of the core driven fan stage with compact aerodynamic configuration[J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(1): 47-53. (in Chinese)
- [12] 张鑫, 刘宝杰. 核心机驱动风扇级在非设计模式下的匹配方法研究[J]. 推进技术, 2014, 35(3): 320-327.
ZHANG Xin, LIU Baojie. Investigation of a methodology for the CDFS matching in the non-design operating mode [J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(3): 320-327. (in Chinese)
- [13] 刘宝杰, 贾少锋, 于贤君. 变循环核心压气机可调特性的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2016, 39(9): 1850-1855.
LIU Baojie, JIA Shaofeng, YU Xianjun. Numerical study of the characteristics of a variable cycle core compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2016, 39(9): 1850-1855. (in Chinese)
- [14] 刘宝杰, 贾少锋, 于贤君. 变循环发动机前可调面积涵道引射器的通流计算方法[J]. 推进技术, 2017, 38(8): 1689-1698.
LIU Baojie, JIA Shaofeng, YU Xianjun. Through flow calculation method of variable cycle engine forward variable area bypass injector [J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(8): 1689-1698. (in Chinese)
- [15] 刘宝杰, 贾少锋, 于贤君. 变循环压缩系统的一体化通流设计方法[J]. 航空动力学报, 2016, 31(11): 2750-2756.
LIU Baojie, JIA Shaofeng, YU Xianjun. Integrated through flow design method of variable-cycle compression system[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(11): 2750-2756. (in Chinese)
- [16] 马昌友, 侯敏杰, 幸晓龙. 涵道比调节对核心机驱动风扇级与高压压气机匹配性能影响[J]. 航空动力学报, 2018, 33(2): 392-401.
MA Changyou, HOU Minjie, XING Xiaolong. Effects of bypass ratio on the matching performance between core driven fan stage and high pressure compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(2): 392-401. (in Chinese)
- [17] 马昌友, 侯敏杰, 梁俊, 等. 核心机驱动风扇级与高压压气机匹配试验中外涵排气系统的设计与试验验证[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2020, 33(1): 6-11.
MA Changyou, HOU Minjie, LIANG Jun, et al. Design and test verification of bypass exhaust system for core driven fan stage in the matching environment of high pressure compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2020, 33(1): 6-11. (in Chinese)

(编辑: 兰海青)

双旋流燃烧室冷态流场 2 维湍流特性试验

沈 忱, 王 慧, 杨 帅, 杨 桐, 汪 洋
(中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘要: 为研究燃烧室流场湍流结构特性, 采用粒子图像测速仪(PIV)对双级旋流器燃烧室流场进行测量, 得到了不同进气速度下的速度场分布、雷诺应力分布和湍流度分布。结果表明: 随着进气速度的提高, 旋流器出口射流速度提高, 中心回流区轴向速度变化较小; 在 2 维平面上, 燃烧室轴向测量截面出现 5 个高雷诺应力区域, 分别为中心回流区外、中心回流区与高速旋转射流交汇区(剪切层)2 处以及高速旋转射流与燃烧室头部模拟壁面接触区 2 处; 回流区与高速旋转射流交汇区较高的雷诺应力分布有利于燃料与空气充分混合; 湍流度分布与速度波动幅值和平均流速有关, 中心回流区与高速旋转射流交汇区处湍流度较高。

关键词: 粒子图像测速; 双级旋流器; 燃烧室流场; 速度场; 雷诺应力; 湍流度; 航空发动机

中图分类号: V231.2

文献标识码: A

doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.006

Experimental Investigation on Two-dimensional Turbulence Characteristics of Cold Flow Field in a Dual-stage Swirl Combustor

SHEN Chen, WANG Hui, YANG Shuai, YANG Tong, WANG Yang
(AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to investigate the turbulent structure of the combustor flow field, a particle image velocity (PIV) system was employed to measure the flow field characteristics of a dual-stage swirler combustor. The velocity field distribution, Reynolds stress distribution, and turbulence intensity distribution at different inlet velocities were obtained. The results show that with the increase of the inlet velocity, the jet velocity at the outlet of the swirler increases, and the axial velocity in the central recirculation zone changes slightly. There are five high Reynolds stress regions on the 2D plane of the axial measurement section of the combustor, which are the one central recirculation zone, the two intersection zone between the recirculation zone and the high-speed swirling jet (shear layer), and the two contact zone between the high speed swirling jet and the simulated wall of the combustor head. The high Reynolds stress distribution in the intersection zone between the recirculation zone and the high-speed swirling jet is conducive to the full mixing of fuel and air. Turbulence intensity distribution is related to velocity fluctuation amplitude and average velocity. Turbulence intensity is higher at the intersection zone between the central recirculation zone and the high-speed swirling jet.

Key words: particle image velocity; dual-stage swirler; flow field of combustor; velocity fields; Reynolds stress; turbulence intensity; aeroengine

0 引言

燃烧室作为燃气轮机的重要部件, 其气动热力学特性直接决定燃气轮机的性能。旋流器可以在燃烧室火焰筒头部产生高速旋转射流, 旋转射流的旋转运动会在当地产生径向压力梯度, 之后随着旋转射流沿轴向的发展, 会在流场中产生沿轴向的压力梯度, 进而在流场中部形成低压回流区, 以保证火焰稳定。此

外, 旋流器可增加气流与油滴的相对速度, 改善燃油雾化和混汽的形成^[1-2], 为燃烧室头部提供适量的空气, 以保证头部具有合适的余气系数。旋流器直接决定喷嘴下游的流场结构, 从而影响燃烧室的气动热力学特性。因此, 针对燃烧室旋流器后火焰筒头部流场的研究至关重要。

国内外学者针对旋流器燃烧室流场开展了广泛研究。Pandur 等^[3]研究了旋流器下游各截面的速度

收稿日期: 2022-11-20 基金项目: 航空动力基础研究项目资助

作者简介: 沈忱(1991), 男, 硕士, 工程师。

引用格式: 沈忱, 王慧, 杨帅, 等. 双旋流燃烧室冷态流场 2 维湍流特性试验[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 47-52. SHEN Chen, WANG Hui, YANG Shuai, et al. Experimental investigation on two-dimensional turbulence characteristics of cold flow field in a dual-stage swirl combustor[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 47-52.

场、速度均方根、涡量、雷诺应力、湍流度和湍动能等参数的2维分布;Andrew等^[4]对不同雷诺数下轴向和径向旋流器下游流场在轴向和径向测量截面的速度场分布特征进行了对比研究;Fu等^[5-6]研究了贫油直喷(Lean Direct Injection, LDI)燃烧室不同旋流器布置方式下的流场平均速度和雷诺应力分布;Li等^[7]对3环旋流器下游的速度场进行了测量,研究了旋流器几何结构对流场的影响;党新宪等^[8-10]研究了不同旋流数,以及主燃孔参数对模型燃烧室内回流区的尺寸、平均速度、脉动速度以及雷诺剪切应力分布的影响;霍伟业等^[11]研究了多个双级旋流器和单个双级旋流器下游的冷态流场,对比分析了2种情况下的速度场分布、漩涡结构和涡量的变化规律;唐军等^[12]针对斜切径向双级旋流器的单头部燃烧室流场进行测试,得到燃烧室流场的速度分布和流场结构;陈柳君等^[13-14]研究了采用3级轴向旋流器的燃烧室在不同速度、压力和温度下的流场结构;Xiao等^[15]研究了分层旋流燃烧器在仅有预燃级火焰、主燃级火焰和有主预燃双级火焰条件下的空气流动对火焰形态和火焰振荡的影响规律;Wang等^[16]采用双平面立体粒子图像测速技术(Particle Image Velocity, PIV),分析了回流区和剪切层中相关涡的演化过程,并分析了火焰对流动特性和涡演化的影响。顾大鹏等^[17]应用PIV对带不同组合旋流器的中心分级燃烧室内冷态流场进行测量,总结流场变化规律。上述结果主要针对速度场或雷诺应力进行研究,缺乏对流场湍流结构的系统研究。

本文针对双旋流器冷态流场的湍流结构进行研究,忽略了预燃级和主燃级火焰对流场结构造成的影响。采用PIV对燃烧室冷态2维速度场、雷诺应力场和湍流度场进行了测量,并对双旋流燃烧室冷态流场结构和湍流结构进行了研究,为燃烧室头部气动设计提供试验数据支撑。

1 试验件及试验系统

试验采用燃烧室双轴向旋流器,省略了旋流器的叶片结构,旋流器结构如图1所示,分为主燃级和预燃级旋流器。主燃级旋流器内径为91 mm,外径为118 mm,空气流量之比为1.5,叶片安装角为34°,旋流数为0.6;预燃级旋流器内径为23 mm,外径为61 mm,叶片安装角

为47.5°,旋流数为0.8,都是顺气流方向顺时针旋向。旋流数为

$$S_N = \frac{2}{3} \tan \theta \frac{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^3}{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2} \quad (1)$$

式中: S_N 为设计的轴向旋流器应满足的旋流数; θ 为旋流器叶片安装角; r 为轴向旋流器的内径,mm; R 为轴向旋流器的外径,mm。

PIV系统采用美国NEW WAVE公司的solo 120 15 Hz双脉冲Nd-YAG固体激光器,最大工作频率为15 Hz,单脉冲最大能量为120 mJ,输出激光波长为532 nm。图像拍摄采用Kingder CCD 4M15相机,分辨率为2048x2048像素,以12 bit灰度方式识别示踪粒子,最大采集速度为32帧/s。粒子发生器为莱斯金式气悬液发生器,采用矿物油作为示踪粒子,粒子的平均直径小于3 μm 。示踪粒子跟随性Stokes数为

$$S_t = \frac{\rho_p d_p^2 U}{18\mu L} \quad (2)$$

式中: S_t 为斯托克斯数; ρ_p 为示踪粒子密度; d_p 为示踪粒子直径; U 为流场速度; μ 为空气动力黏度; L 为特征直径。

经计算, $S_t=0.13$,粒子跟随性满足测试要求。

原始粒子图像标定,通过相机拍摄刻度纸并与图像像素进行对应得到。相关查询窗口: $X=64$ 像素, $Y=64$ 像素,网格步长: $X=32$ 像素, $Y=32$ 像素,空间分辨率为4.24 mm \times 4.24 mm。互相关估计所用软件为北京立方天地公司的Micro Vec3。对标准速度旋转圆盘进行测速,速度测量误差为1%。

本试验的测试截面和进气系统如图2所示。PIV流场测试截面为旋流器中心位置。试验件两侧对称进气,进气管路内置整流板以使进气均匀。试验测试段为矩形长直段,收口处为锥段。矩形段长300 mm,锥段长70 mm,锥段与

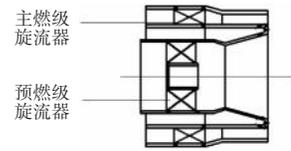
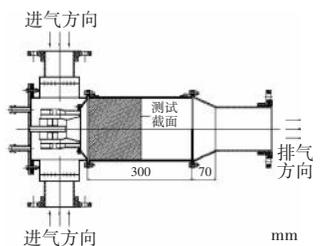


图1 旋流器结构



水平方向所成角度为25°。采用的激光片光厚度为1 m,测试截面大小为轴向150 mm,径向170 mm。相机跨帧时间间隔选取为10 μs 。保证较好的2帧相关性。试

验状态参数共4组,具体试验状态见表1。

表1 试验状态

状态序号	进气压力/ kPa	进气流量/ (kg/s)	进气速度/ (m/s)	进口 雷诺数
1	1.4	0.076	3.06	28308
2	3.5	0.191	7.54	71143
3	8.3	0.354	13.36	131858
4	13.8	0.487	17.49	181398

2 试验结果分析

2.1 数据处理理论

试验采用的双脉冲激光器频率为5 Hz,即每秒获得5对流场图像,每对图像可以计算出1组速度场数据,共得到50组速度场数据,对这50组数据进行时均处理后,得到流场的平均速度场数据。流场轴向为

$$U(x,y) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u_i(x,y) \quad (3)$$

式中: U 为轴向平均速度; x 为轴向; y 为径向; N 为速度场对数,本试验中 $N=50$; $i=1,2,3 \dots N$; u_i 为第*i*个瞬时的轴向速度。

径向平均速度为

$$V(x,y) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N v_i(x,y) \quad (4)$$

式中: V 为径向平均速度; v_i 为第*i*个瞬时的径向速度。

雷诺应力即湍流附加应力,表示湍流流动中除流层与流层之间的分子粘性应力,流体微团的无规则脉动所产生的切向应力,该切向应力由动量交换引起。雷诺应力为

$$\overline{u'v'} = -\mu_t \frac{du}{dy} \quad (5)$$

式中: u 为轴向速度; v 为径向速度; u' 为轴向脉动速度; v' 代表径向脉动速度。 μ_t 为湍流黏梯度。

湍流度等于湍流脉动速度均方根与平均速度的比值,湍流度为

$$\varepsilon_r = \frac{1}{\sqrt{U^2 + V^2}} \cdot \sqrt{\frac{u'^2 + v'^2}{2}} \quad (6)$$

式中: ε_r 为湍流度。

2.2 速度场试验结果

不同试验状态中心截面速度场矢量如图3所示。图中,白色的曲线代表0速度曲线。从图中可见,径向中心存在明显的速度回流区,回流区结构基本相同,呈现马鞍形。原因是气体从旋流器出口流出,形

成高速旋转射流,与中心区的空气进行动量交换,带走中心区的空气从而产生负压区,形成反向压力梯度,产生中心回流区。中心回流区的速度在10 m/s以内,宽度在 $Y=-30$ mm到 $Y=+30$ mm之间,约60 mm。在进气压力为1.4、3.5、8.3、13.8 kPa的试验状态下,流场出口射流速度的大小不同,在主燃级旋流器出口处,出口射流最大速度分别为16、24、40、50 m/s,中心回流区的速度远小于出口射流速度。中心回流区通过提供回流燃烧产物形成持续的热源,为上游的值班区火焰提供点火源的作用。中心回流区与外侧高速旋转射流之间的剪切层创造了1个低速区,而低速区可以与火焰传播速度相匹配,起到稳定火焰的作用。

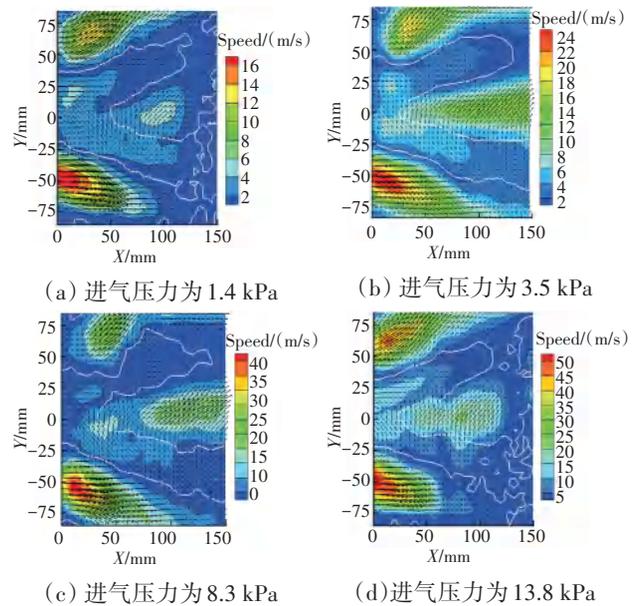


图3 不同试验状态中心截面速度场矢量

距离旋流器出口 $X=30$ mm处轴向速度沿径向的分布曲线如图4所示。 U 为轴向速度。从图中可见,在 $Y=60, -60$ mm时,4种进排气压力下的流场轴向速度均达到峰值,此处对应主燃级旋流器出口射流位置,动能较大,轴向速度分量较大。在 $Y=35, -35$ mm之间时,轴向速度为负值,此径向范围内为速度回流区。

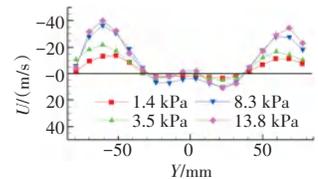


图4 试验件出口30 mm 轴向速度分布曲线

2.3 雷诺应力试验结果

雷诺应力是液体质点的脉动导致动量交换,从而在流层交界面上产生的湍流附加应力。在流体内选定控制体模型,并根据动量关系得出

$$F_t = -\rho Q(\bar{u} + u') = -\rho A(\bar{u} + u')v' \quad (7)$$

式中： F_t 为控制体所受附加剪切力； ρ 为流体密度； Q 为径向脉动流量； A 为控制体受附加剪切力的面积； \bar{u} 代表轴向平均速度。

将式(7)简化后得到

$$\frac{F_t}{A} = \tau_t = -\rho \overline{u'v'} \quad (8)$$

式中： τ_t 为附加剪切应力，即雷诺应力。

当不考虑流体密度变化，雷诺应力即可表示为 $\overline{u'v'}$ 。试验件中心截面在进气压力为13.8 kPa状态下的速度场和雷诺应力场分布曲线如图5所示。从2维平面看，雷诺应力分布沿径向可划分为中心回流区、中心回流区与高速旋转射流交汇区(剪切层)以及高速旋转射流与燃烧室头部模拟壁面接触区共5个区域。其中，中心回流区1处，回流区与高速旋转射流交汇区以及高速旋转射流与燃烧室头部模拟壁面接触区各2处。

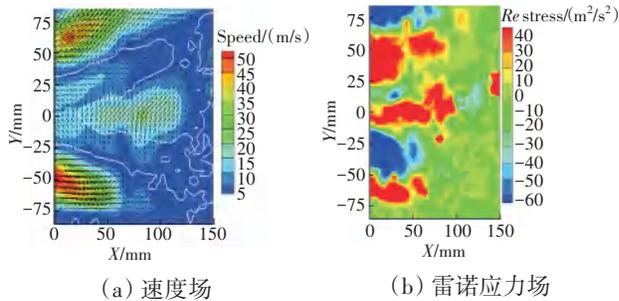


图5 中心截面在进气压力为13.8 kPa状态下的速度场和雷诺应力场分布曲线

$$\overline{u'v'} = -\mu_t \frac{du}{dy} \quad (9)$$

雷诺应力大小与轴向速度梯度成正比，速度梯度较大的区域，雷诺应力也较高。通过对比分析可知，在径向距离为 $Y=60$ 、 -60 mm处旋流器形成高速旋转射流区，此处速度较高，与中心回流区和燃烧室模拟壁面处速度梯度较大，流体微团的脉动动量交换较强，在高速旋转射流区两侧形成了高的雷诺应力分布区；在 $Y=0$ mm处，流场上下部分产生的2个涡在此交汇，流体微团脉动动量交换较强，也产生了较大的雷诺应力区。雷诺应力是流场湍流特性的重要表征，因为雷诺应力影响着燃烧室内燃料与空气的混合率。剪切应力在湍流运动平均动量交换理论中起主要作用。高速射流与中心回流相互作用产生的2个剪切层之间形成了1个较厚的高雷诺应力区。低速回流区和旋流器高速射流区在这个区域有着很强的动量

交换。

不同试验状态中心截面雷诺应力场如图6所示，标尺以图6(d)为准。随着试验状态的增大，雷诺应力最大值也随之增大，原因是试验状态增大，流场速度随之提高，流体微团的脉动动量交换加强，使雷诺附加应力增大。

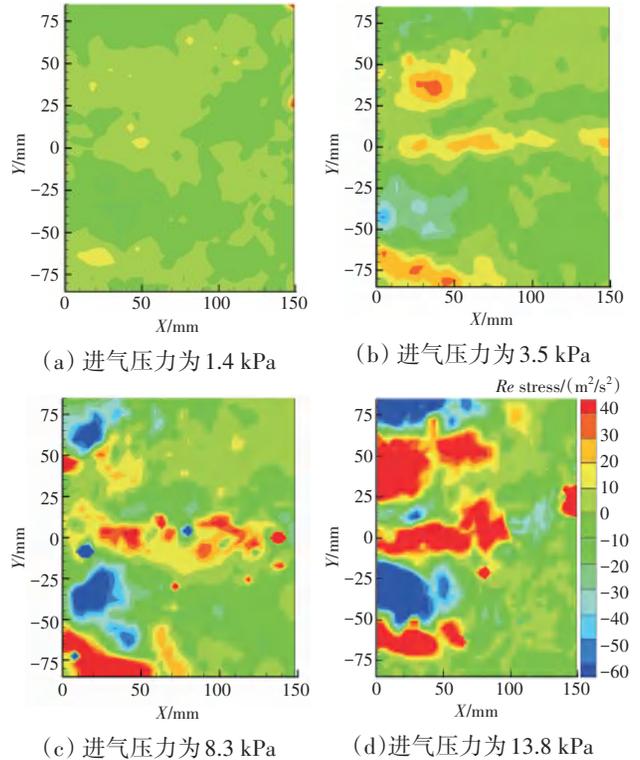


图6 不同试验状态中心截面雷诺应力场

在进气压力为1.4、3.5、8.3、13.8 kPa试验状态下雷诺应力沿径向分布曲线如图7所示。图7(a)~(c)分别为轴向距离 $X=20$ 、60、100 mm处的测量结果。随着湍流沿 X 方向的发展，掺混作用增强，大涡不断破碎为小涡，小涡则进一步破碎并逐渐消耗，化为流体的内能。

雷诺应力逐渐变低。从图中可见：

(1) 雷诺应力关于轴向呈中心对称分布，中心轴

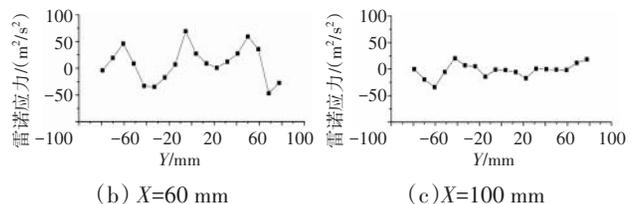


图7 不同轴向距离雷诺应力分布曲线

线两侧的雷诺应力值大致相等,方向相反;

(2)在 $Y=60,-60$ mm区域附近,各试验状态下雷诺应力出现峰值,此处为主燃级旋流器和预燃级旋流器出口气流交汇处,动量交换较大,雷诺应力较高。在 $Y=75,-75$ mm区域附近呈现峰值,原因是此2处为气流与燃烧室头部模拟内壁接触区域;

(3)随着 X 值增大,距旋流器轴向距离增大,流场截面的雷诺应力最大值逐渐减小,雷诺应力极大值与极小值之间的差值缩减。

2.4 湍流度试验结果

湍流度由脉动速度均方根和速度共同决定。湍流速度波动由瞬时速度流场得到的在进气压力为13.8 kPa状态下中心截面速度场、脉动速度均方根、湍流度场分布曲线如图8所示。脉动速度均方根显示了速度脉动的绝对高低。从图中可见,在速度高的区域,脉动速度均方根也较大。湍流度为脉动速度均方根与平均速度的比值,在旋流作用下,主燃级与预燃级旋流器出口处产生高速旋转射流,旋流器径向中心产生回流区。二者交汇区(剪切层处),湍流度较高。对比图8可知,在速度和脉动速度均方根较高的区域,湍流度相对较低,在速度和脉动速度均方根较低的区域(剪切层),湍流度相对较高。

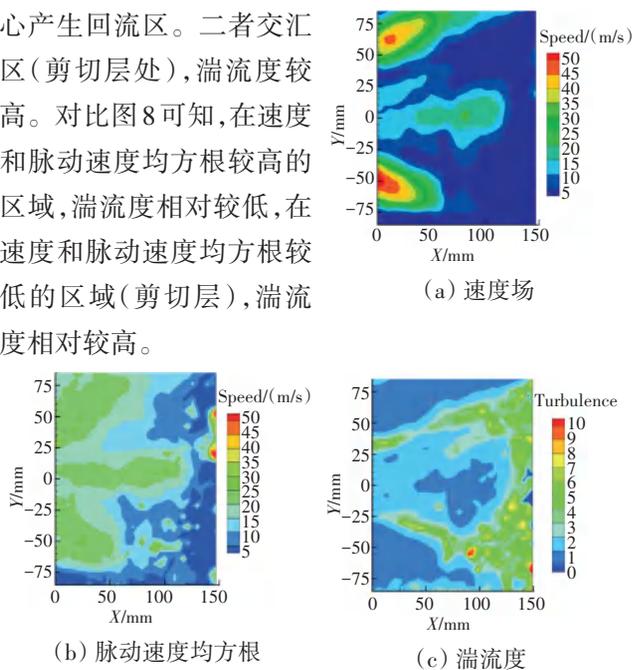


图8 在进气压力为13.8 kPa状态下中心截面速度场、脉动速度均方根、湍流度场分布曲线

3 结论

(1)在不同进气压力下,双旋流燃烧室流场结构均呈现马鞍形结构分布。

(2)在速度梯度越高的区域,雷诺应力也越高。从2维平面看,在速度梯度较高的区域有中心回流

区、中心回流区与高速旋转射流交汇区(剪切层)以及高速旋转射流与燃烧室头部模拟壁面接触区共5个区域。

(3)湍流度分布受速度和脉动速度均方根影响,在中心回流区与高速旋转射流交汇区(剪切层)速度较低,脉动速度均方根较低,湍流度较高。

参考文献:

- [1] 林宇震,许全宏,刘高恩.燃气轮机燃烧室[M].北京:国防工业出版社,2008:74.
LIN Yuzhen, XU Quanhong, LIU Gaoen. Gas turbine combustor[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2008: 74. (in Chinese)
- [2] Lucca-Negro O, Doherty T O. Vortex breakdown: a review[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2001, 27: 431-481.
- [3] Pandu A, Reddy R, Sujith R I, et al. Swirler flow field characteristics in a sudden expansion combustor geometry using PIV[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(4): 800-808.
- [4] Andrew C, Srinath E, Yong K, et al. Comparison of flow and heat transfer distributions in a can combustor for radial and axial swirlers under cold flow conditions[R]. AIAA-2012-58550.
- [5] Fu Y Q, Jeng S M. Experimental investigation of swirling air flows in a multipoint LDI combustor[R]. AIAA-2007-5685.
- [6] Fu Y Q, Jeng S M. Characteristics of the swirling flow in a multipoint LDI combustor[R]. AIAA-2007-846.
- [7] Li G Q, Ephraim J G. Flow field measurements of triple swirler spray combustor[R]. AIAA-2002-4010.
- [8] 党新宪,赵坚行,徐榕,等.试验研究旋流数对燃烧室气动性能的影响[J].航空动力学报,2011,26(1):21-27.
DANG Xinxian, ZHAO Jianxing, XU Rong, et al. Experimental investigation on effects of swirl number on aerodynamic characteristics of combustor[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(1): 21-27. (in Chinese)
- [9] 党新宪,赵坚行,张欣,等.应用PIV技术测试模型环形燃烧室流场[J].航空动力学报,2009,24(7):1470-1475.
DANG Xinxian, ZHAO Jianxing, ZHANG Xin, et al. Measurements of the flow fields in a model annular combustor using particle image velocimetry[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(7): 1470-1475. (in Chinese)
- [10] 党新宪,赵坚行,吉洪湖.主燃孔对双旋流燃烧室流场的影响[J].南京航空航天大学学报,2008,20(1):26-31.
DANG Xinxian, ZHAO Jianxin, JI Honghu. Effects of primary holes on flow fields of dual swirl combustor[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008, 20(1): 26-31. (in Chinese)
- [11] 霍伟业,林宇震,张弛,等.边界条件对双级旋流器下游涡量的影响[J].推进技术,2015,36(3):419-428.
HUO Weiye, LIN Yuzhen, ZHANG Chi, et al. Effects of boundary conditions on downstream vorticity from twin-stage swirlers[J]. Journal

- of Propulsion Technology, 2015, 36(3):419-428. (in Chinese)
- [12] 唐军, 宋文艳, 肖隐利, 等. 双旋流燃烧室主燃区流动特性PIV测量和分析[J]. 推进技术, 2014, 35(12): 1679-1686.
- TANG Jun, SONG Wenyan, XIAO Yinli, et al. PIV measurement and analysis of flow characteristic in primary zone with dual-swirl combustor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(12): 1679-1686. (in Chinese)
- [13] 陈柳君, 乐嘉陵, 张俊, 等. 三级轴向旋流燃烧室流场结构研究[J]. 推进技术, 2018, 39(8): 1821-1828.
- CHEN LiuJun, LE Jialing, ZHANG Jun, et al. Experimental investigation of flow field in an aero-engine combustor with triple-stage axial-rotating swirling[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(8): 1821-1828. (in Chinese)
- [14] 张俊, 陈柳君, 胥頔, 等. 航空涡轮发动机燃烧室内流场的PIV测量[J]. 航空动力学报, 2017, 32(6): 1289-1295.
- ZHANG Jun, CHEN LiuJun, XU Di, et al. PIV measurement for inner flowfield in aero turbine engine combustor[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1289-1295. (in Chinese)
- [15] Xiao H, Davide L, Dong Y, et al. Flame interactions in a stratified swirl burner: flame stabilization, combustion instabilities and beating oscillations[J]. Combustion and Flame, 2020, 212: 500-509.
- [16] Sirui W, Jianyi Z, Lei L, et al. Evolution characteristics of 3D vortex structures in stratified swirling flames studied by dual-plane stereoscopic PIV [J]. Combustion and Flame, 2022, 237: 1-16.
- [17] 顾大鹏, 沈忱, 杨帅, 等. 基于PIV的中心分级燃烧室冷态流场试验[J]. 航空发动机, 2023, 49(1): 76-80.
- GU Dapeng, SHEN Chen, YANG Shuai, et al. Test of concentric staged combustor cold flow field based on PIV[J]. Aeroengine, 2023, 49(1): 76-80. (in Chinese)

(编辑: 兰海青)

扇形脉冲爆震燃烧室起爆过程数值模拟

张佳博, 郑龙席, 卢杰, 彭辰旭, 罗振坤
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129)

摘要: 为了探究不同障碍物结构对扇形脉冲爆震燃烧室起爆过程的影响, 对采用 3 种典型孔板障碍物的扇形脉冲爆震燃烧室, 截取其中间截面进行了起爆过程的数值模拟, 研究了障碍物型式、障碍物堵塞比及障碍物间距对扇形脉冲爆震燃烧室爆燃转爆震 (DDT) 距离的影响规律。结果表明: 障碍物堵塞比对扇形脉冲爆震燃烧室 DDT 距离的影响最大, 且在堵塞比为 0.35~0.70 时, 堵塞比越高 DDT 距离越短; 在 3 种型式的障碍物中, 在低堵塞比下, 截面为前掠三角形的障碍物缩短 DDT 距离的效果最好, 在高堵塞比下, 截面为后掠三角形的障碍物缩短 DDT 距离的效果最好; 在 3 种障碍物间距中, 当间距分别等于 1 倍和 1.2 倍的爆震室当量直径时, 扇形脉冲爆震燃烧室的 DDT 距离相差不大, 且均短于障碍物间距等于 0.8 倍爆震室当量直径时的 DDT 距离。

关键词: 扇形脉冲爆震燃烧室; 爆燃转爆震; 障碍物; 堵塞比; 数值模拟; 航空发动机

中图分类号: V231.2

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.007

Numerical Simulation of Detonation Initiation in Sector Pulse Detonation Combustor

ZHANG Jia-bo, ZHENG Long-xi, LU Jie, PENG Chen-xu, LUO Zhen-kun

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: In order to investigate the influence of different obstacle structures on the initiation process of a sector pulse detonation combustor, numerical simulations of the initiation processes in the middle cross-section of the sector pulse detonation combustor with three types of typical orifice plate obstacles were carried out, and the influences of the type, blockage ratio, and spacing of the obstacles on the deflagration to detonation transition (DDT) distance of the sector pulse detonation combustor were studied. The results show that the obstruction blockage ratio has the greatest influence on DDT distance, and the higher the blockage ratio, the shorter the DDT distance within the blockage ratio range of 0.35~0.70. Among the three types of obstacles, the obstacles with a swept-forward triangle section have the best effect on shortening DDT distance at a low blockage ratio and those with a swept-back triangle section have the best effect on shortening DDT distance in the case of high blockage ratio. Among the three spacings, the DDT distances have little difference when the obstacle spacings are 1 and 1.2 times the equivalent diameter of the detonation combustor, and both of them are shorter than the DDT distance when the obstacle spacing is 0.8 times the equivalent diameter of detonation combustor.

Key words: sector pulse detonation combustor; deflagration to detonation transition; obstacle; blockage ratio; numerical simulation; aeroengine

0 引言

脉冲爆震涡轮发动机 (Pulse Detonation Turbine Engine, PDTE) 作为新一代动力装置, 与传统燃气涡轮发动机相比, 其循环热效率更高、单位推力更大、耗油率更低^[1-3], 对于亚、超声速飞行都有很大的优势。但实现 PDTE 的优势必须解决爆震波的短距起爆问题。目前最接近实际工程应用的爆燃转爆震

(Deflagration to Detonation Transition, DDT) 方法需要一定距离和时间来积累爆炸, 这导致光管中的起爆距离过长, 所以必须采取措施来缩短 DDT 距离^[4-5]。常见的缩短 DDT 距离的方法主要是在爆震管内置入各种各样的障碍物扰流装置 (例如螺旋、形状各异的突出障碍物, 孔板等), 障碍物的型式和布置方式存在很大的优化空间。此外, 由于在大管径圆管中触发爆震波较为困难, 采用多管组合形式的脉冲爆震发动机是

收稿日期: 2022-11-22

作者简介: 张佳博 (2000), 男, 在读硕士研究生。

引用格式: 张佳博, 郑龙席, 卢杰, 等. 扇形脉冲爆震燃烧室起爆过程数值模拟[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 53-57. ZHANG Jiabo, ZHENG Longxi, LU Jie, et al. Numerical simulation of detonation initiation in sector pulse detonation combustor[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 53-57.

PDTE工程应用的趋势^[6],目前研究的多管爆震燃烧室大都由多个圆形截面爆震管组成,而由于发动机内、外涵气流通道均为环形,采用扇形截面爆震室相较于圆截面爆震室能显著提高环形气流通道的截面利用率(爆震室入口面积与发动机环形气流通道面积之比),完美匹配流道形状,若不考虑爆震室壁面冷却,截面利用率接近100%。

Goodwin等^[7]通过数值计算研究了堵塞比对火焰加速过程的影响,表明障碍物堵塞比(流动方向上障碍物的最大横截面积与爆震管截面积之比)为0.3~0.6时可以有效地加快DDT过程,超出这一区间会使DDT距离急剧延长;周宁等^[8]研究了障碍物阻塞比、障碍物间距、障碍物空间位置对丙烷-空气爆炸过程及火焰加速效应的影响,表明随着障碍物阻塞比的增大,加速作用呈现先加快后减缓的趋势,阻塞比为0.7时,火焰加速效果最佳,阻塞比为0.5~0.7时,障碍物间距才会影响火焰的加速效果;Gamezo等^[9]通过数值计算研究了障碍物间距对DDT过程的影响,表明障碍物间距等于管径时的效果较好,障碍物间距过小会抑制爆震波的形成,障碍物间距过大会导致DDT距离延长;陈道阳等^[10]基于半开口的2维数值计算结果,指出相邻障碍物间距较大时,压力梯度差会抑制火焰增速,障碍物间距较小时,火焰流经相邻障碍物的间隔时间过短,火焰得不到充分加速就再次受到干扰,不利于激波的叠加,造成单位距离内的能量损失过大。上述关于障碍物对DDT距离的影响研究结论之间存在较大差异(尤其是堵塞比对DDT距离的影响规律),且结论大多基于圆截面管得出,对于扇形截面的适用性也需要进一步评估。

本文对采用3种典型孔板障碍物结构(矩形截面,后掠三角形截面,前掠三角形截面)的扇形爆震室进行了起爆过程的数值计算,可为扇形脉冲爆震燃烧室的设计提供一定的指导。

1 数值计算方法

1.1 物理模型

本文采用的扇形爆震室模型当量直径 $d=65\text{ mm}$,扇形张角为 45° ,中间截面高度 $D=75\text{ mm}$,总长度 $L=1300\text{ mm}$ 。其中,射流点火段长 100 mm ,布置有障碍物的主体段 $l=1200\text{ mm}$,障碍物厚度 $w=12\text{ mm}$,在距爆震室入口 50 mm 处装有直径 $d_j=20\text{ mm}$ 、高 $h=60\text{ mm}$

的圆柱形射流管, s 为障碍物间距。由于扇形爆震室主体段的每个截面的形状、尺寸均完全相同,为节省计算资源,取计算模型基本尺寸(如图1所示)的爆震室中间截面进行起爆过程2维数值模拟。

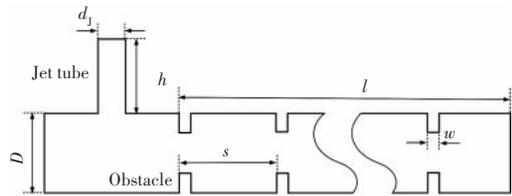


图1 计算模型基本尺寸

采用的3种障碍物模型及其截面形状如图2所示。01型为矩形截面,迎风面与来流垂直;02型为后掠三角形截面,迎风面顺着来流方向向后倾斜,有尖锐的边缘;03型是前掠三角形截面,迎风面与来流垂直,有尖锐边缘。



图2 3种障碍物模型及其截面形状

参考对障碍物堵塞比和障碍物间距的相关研究^[8-10]结论,选定堵塞比和间距为:

(1) 8个障碍物堵塞比:0.35、0.40、0.45、0.50、0.55、0.60、0.65、0.70;

(2) 3种障碍物间距: $0.8d(52\text{ mm})$ 、 $1d(65\text{ mm})$ 、 $1.2d(78\text{ mm})$ 。

上述各种障碍物型式、堵塞比和间距之间互相组合,共计 $3\times 8\times 3=72$ 个爆震室计算模型。为了描述方便,下文采用“障碍物型式-堵塞比-布置间距”的形式表示爆震室计算模型,例如“03-0.55- $1.2d$ ”表示爆震室内布置03型障碍物,堵塞比为0.55,布置间距为 $1.2d$ 。

1.2 计算域网格

由于爆震波传播速度较快,为了很好地捕捉到爆震波,必须采用很细的网格尺寸。根据文献[11]的网格无关性验证结果,在网格尺寸小于 0.5 mm 时,爆震燃烧过程的计算结果与网格尺寸无关。由于计算资源有限,对于本章中的计算模型,平均网格尺寸选取 0.5 mm 。

1.3 计算方法与边界条件

采用基于有限体积法的计算流体力学软件 ANSYS Fluent 对本文研究的问题进行数值模拟,采用对瞬态问题有明显优势的 PISO 算法对可压缩粘性流动的 N-S 方程进行求解。湍流模型选取计算较为简单、工程应用中模型精度较高的标准 k-epsilon 模型,采用标准壁面函数对进壁面区域进行处理。采用基础燃料物质组成之一的正庚烷^[12-13]作为单一组分燃料进行爆震燃烧模拟,燃烧反应的氧化剂为空气,起爆过程的化学反应采用 5 组分单步有限速率模型,认为化学反应速率仅由 Arrhenius 公式计算得到,这与爆震的 ZND 结构的假设一致。空间离散格式采用拥有较高精度的 2 阶迎风格式,时间离散格式为 1 阶隐式时间积分方案。根据 Xisto 等^[14]的研究,非稳态数值模拟时为保证数值计算稳定性,爆震燃烧的时间步长应选取为 $1 \times 10^{-7} \sim 1 \times 10^{-8}$ s,为节省计算时间,本文起爆过程模拟的时间步长选取 1×10^{-7} s。

先采用冷态数值计算确定爆震室初始流场。爆震室入口设为质量流量入口,质量流量为 0.36 kg/s,入口总温为 500 K,按当量比 1 均匀混合的正庚烷-空气混合物从该入口进入爆震室内。爆震室出口边界设为压力出口边界,出口压力为 0.1 MPa,温度为 300 K。其余边界均为无滑移绝热壁面,不考虑热量损失和壁面附近边界层。

冷态数值计算确定爆震室初始流场后进行起爆过程的数值模拟。将爆震室头部封闭作为推力壁,即将入口条件改为绝热无滑移壁面。采用 Fluent 内置的火花塞模型进行点火,点火位置位于射流管顶部,点火直径为 2 mm,点火能量为 50 mJ,点火持续时间为 1 ms。

2 数值模拟方法验证与模拟结果分析

“03-0.50-1d”爆震室起爆过程的温度与压力梯度分布如图 3 所示,左图为温度分布,右图为压力梯

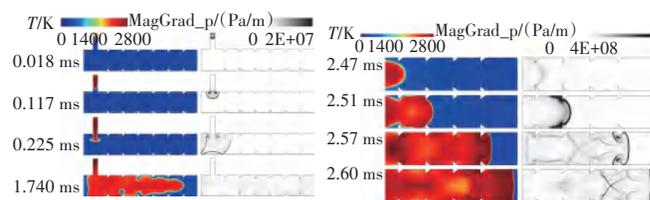


图 3 “03-0.50-1d”爆震室起爆过程的温度

度分布。起爆阶段“03-0.50-1d”爆震室中心线上的压力分布如图 4 所示。从图 3 中可见,点火开始后,在点火位置形成了初始火焰,并在射流管内形成一系列的弱压缩波,以球形面向射流管出口扩张;在第 0.117 ms 时,弱压缩波已经传出射流管,而火焰速度较慢,还未到达射流管出口;在第 0.225 ms 时,弱压缩波到达爆震室左壁面和下壁面,与壁面碰撞后发生反射,对传出射流管的火焰产生扰动作用,火焰面出现褶皱,燃烧速度有所增加;在第 1.740 ms 时,火焰已经过了 5 个障碍物,受障碍物影响,火焰面受拉伸作用而形成舌形结构,传播速度持续增加;在第 2.470 ms 时,火焰已基本与压缩波重合,在第 13 个障碍物处产生了称为爆炸中心的局部高压点(1.3 MPa);在第 2.510 ms 时,在距离第 1 个障碍物约 850 mm 的位置,火焰锋面与压力波耦合形成过驱爆震。从图 4 中可见,爆震室中心线上的压力峰值为

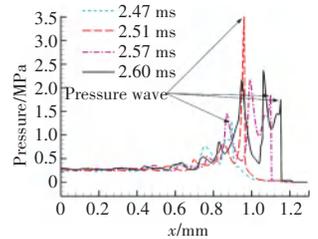


图 4 起爆阶段“03-0.50-1d”爆震室中心线上的

3.5 MPa;在第 2.57 ms 时,爆震波越过最后 1 个障碍物向爆震室出口传播,爆震波峰值衰减至 1.8 MPa;在第 2.60 ms 之后,爆震波波面由曲面转变为平面,峰值压力基本保持在 1.8 MPa,形成自持传播。

“03-0.50-1d”爆震室出口压力随时间的变化如图 5 所示。从图中可见,爆震波在第 2.7 ms 时到达爆震室出口,此时爆震波峰值压力为 1.8 MPa,爆震波传播速度为 1882.9 m/s,与理论 C-J 压力 1.85 MPa 和 C-J 波速 1792.9 m/s 分别相差 2.7% 和 5%,说明了本文计算模型的正确性。在爆震波传出爆震室后,经过 0.8 ms,爆震室出口压力恢复到初始水平。

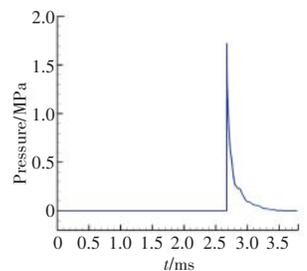


图 5 “03-0.50-1d”爆震室出口压力随时间的变化

采用同样的方法对全部 72 种不同结构爆震室的 DDT 过程进行数值模拟计算,得到其 DDT 距离数据,分析障碍物型式、布置间距及堵塞比对爆震室 DDT 距离的影响规律。

(1)障碍物型式对爆震室 DDT 距离的影响规律。障碍物间距 s 固定的情况下爆震室的 DDT 距离随障

碍物堵塞比的变化如图6所示。(若曲线在某一堵塞比处没有对应的点,则代表该结构的爆震室未起爆)

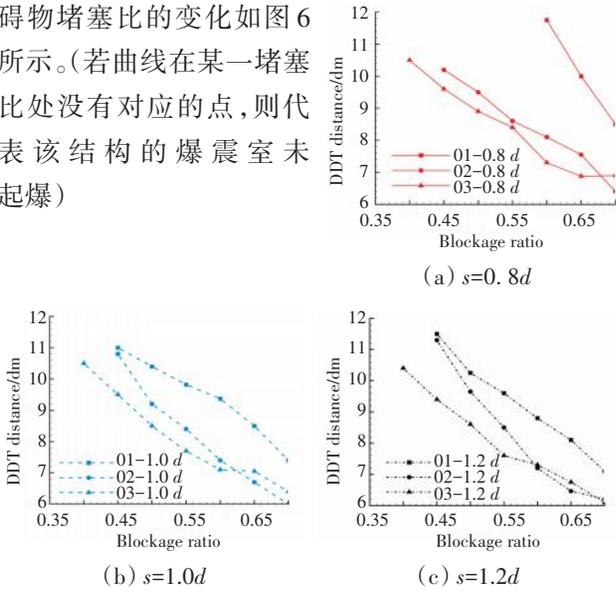


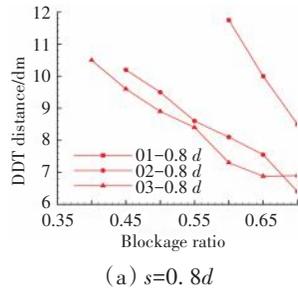
图6 障碍物间距 s 在固定情况下爆震室的 DDT 距离

从图中可见,通过比较障碍物间距相同而障碍物型式不同的3条曲线可见,在3种障碍物中01型障碍物的 DDT 距离最长,即01型障碍物的助爆效果最差,根据文献[15]的结论分析其主要原因是02、03型障碍物的尖锐边缘更能增大流场的湍流度,有利于火焰面的褶皱,加速爆震波的形成。

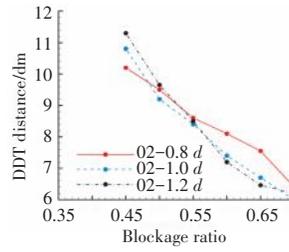
对比02、03型障碍物的助爆效果可见,03型障碍物在堵塞比低时的助爆效果明显优于02型障碍物的,而随着堵塞比的提高,二者助爆效果的差距缩小,在堵塞比高时,02型的助爆效果甚至超过了03型的。分析其可能原因:在堵塞比低时,由于03型障碍物的迎风面垂直于来流方向的,火焰面与其碰撞更剧烈,导致表面褶皱程度更高,反应速率更快,使得其助爆效果更好;在堵塞比高时,由于02型障碍物迎风面能更好反射并向爆震室中心线上汇聚压力波,从而增大了对火焰面的扰动,使得其助爆效果更好。

(2)障碍物间距对爆震室 DDT 距离的影响规律。在固定障碍物型式的情况下爆震室的 DDT 距离随障碍物堵塞比的变化如图7所示。

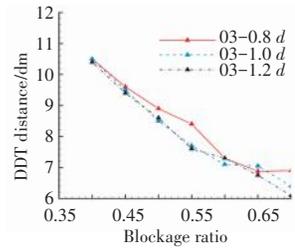
从图中可见,整体上来看,障碍物间距对 DDT 距离的影响较小,不过在障碍物以 $0.8d$ (52 mm) 的间距布置时,助爆效果要差于以 $1.0d$ (65 mm)、 $1.2d$ (78 mm) 布置时的助爆效



(a) $s=0.8d$



(b) 02型障碍物



(c) 03型障碍物

图7 在固定障碍物型式的情况下爆震室的 DDT 距离随障碍物堵塞比的变化

果,尤其是对01型障碍物来说。分析其原因可能是在间距过小时,障碍物后的涡团占据了整个障碍物间距,火焰在通过障碍物后,此区域还残留大量未反应气体,这些气体在火焰通过后很长时间才开始反应,对 DDT 过程贡献不大。

(3)障碍物堵塞比对爆震室 DDT 距离的影响规律。堵塞比对 DDT 距离的影响最为显著。从图6、7中可见,无论使用哪种型式的障碍物、在哪个布置间距下,爆震室的 DDT 都随着障碍物堵塞比的提高而缩短。随着堵塞比的提高,气流流通面积减小,火焰面经过障碍物时的收缩扩张过程越来越明显,火焰面的拉伸程度越来越大,使反应速率上升,而且越高的障碍物对压力波的反射更强烈,更容易形成局部爆炸点。

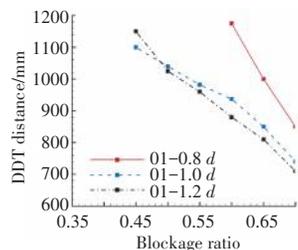
3 结论

(1)在障碍物型式、堵塞比和障碍物间距3种因素中,堵塞比对扇形脉冲爆震燃烧室 DDT 距离的影响最为显著,且在堵塞比为0.35~0.70时,堵塞比越高,DDT 距离越短。但在实际选择堵塞比时,堵塞比不是越高越好,因为在缩短 DDT 距离的同时还要兼顾爆震室流动损失及气流流通能力,因此堵塞比的选择受到限制。

(2)在3种型式的障碍物中,在低堵塞比下截面为前掠三角形的障碍物缩短 DDT 距离的效果最好,在高堵塞比下截面为后掠三角形的障碍物缩短 DDT 距离的效果最好,但无论是在哪种堵塞比下,矩形截面障碍物缩短 DDT 距离的效果都最差。

(3)在障碍物间距为 $1d$ 和 $1.2d$ 时,扇形脉冲爆震燃烧室的 DDT 距离相差不大,且均短于障碍物间距为 $0.8d$ 时的 DDT 距离。

评价扇形脉冲爆震燃烧室的性能,除了 DDT 距



(a) 01型障碍物

离这一指标外,还要综合考虑爆震室流动损失和爆震室等效增压比等参数。本文通过数值模拟着重研究了各障碍物结构对DDT距离的影响,在后续研究中将评估各障碍物结构的流动损失及爆震室的增压能力。

参考文献:

- [1] 郑龙席,王治武,黄希桥,等.脉冲爆震涡轮增压发动机技术[M].西安:西北工业大学出版社,2019:2-4.
ZHENG Longxi, Wang Zhiwu, Huang Xiqiao, et al. Technology of pulse detonation turbine engine[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2019:2-4. (in Chinese)
- [2] Kailasanath K. Research on pulse detonation combustion systems: a status report[R].AIAA-2009-631.
- [3] Peace J T, Lu F K. Performance modeling of pulse detonation engines using the method of characteristics[J].Aerospace Science and Technology, 2019, 88(2):51-64.
- [4] Zhukov V P, Rakitin A E, Starikovskii A Y. Effect of high-voltage pulsed discharge on deflagration to detonation transition[J].Journal of Propulsion and Power, 2008, 24(1):88-93.
- [5] Benedick W, Guirao C, Knystautas R, et al. Critical charge for the direct initiation of detonation in mixtures[J].Prog Astro Aero, 1986, 106(2):182-202.
- [6] 王治武,严传俊,郑龙席,等.预爆管起爆扇形爆震室试验研究[C]//第二届爆轰与爆震发动机研讨会摘要集.北京:中国力学学会, 2011:7.
WANG Zhiwu, YAN Chuanjun, ZHENG Longxi, et al. Experimental study of detonation initiation in fan-shaped pulse detonation chamber [C]//Abstracts of the 2nd Symposium on Detonation Engines. Beijing: The Chinese Society of Theoretical and Applied Mechanics, 2011: 7. (in Chinese)
- [7] Goodwin G B, Houim R W, Oran E S. Effect of decreasing blockage ratio on DDT in small channels with obstacles[J]. Combustion and Flame, 2016, 173:16-26.
- [8] 周宁,王文秀,张国文,等.障碍物对丙烷-空气爆炸火焰加速的影响[J].爆炸与冲击,2018,38(5):1106-1113.
ZHOU Ning, WANG Wenxiu, ZHANG Guowen, et al. Effect of obstacles on flame acceleration of propane-air explosion[J].Explosion and Shock Waves, 2018, 38(5):1106-1113. (in Chinese)
- [9] Gamezo V N, Ogaw A T, Oran E S. Flame acceleration and DDT in channels with obstacles: effect of obstacle spacing [J].Combustion and Flame, 2008, 155:302-315.
- [10] 陈道阳,张礼敬,陶刚,等.障碍物对火焰传播过程影响数值模拟[J].工业安全与环保,2012,38(6):35-37.
CHEN Daoyang, ZHANG Lijing, TAO Gang, et al. Study of obstacles to flame propagation in process of the combustible gas explosion[J]. Industrial Safety and Environmental Protection, 2012, 38(6):35-37. (in Chinese)
- [11] Wang Z, Yang Y, Huang J, et al. Numerical study of back-propagation suppression and intake loss in an air-breathing pulse detonation engine[J].Aerospace Science and Technology, 2022, 126(7):107566.
- [12] 郑朝蕾,尧命发.正庚烷均质压燃燃烧简化动力学模型[J].燃烧科学与技术,2005,11(6):547-553.
ZHENG Zhaolei, YAO Mingfa. Reduced chemical kinetic model of n-Heptane for HCCI Combustion[J].Journal of Combustion Science and Technology, 2005, 11(6):547-553. (in Chinese)
- [13] Ciezki H K, Adomeit G. Shock-tube investigation of self-ignition of n-heptane-air mixtures under engine relevant conditions[J].Combustion and Flame, 1993, 93(4):421-433.
- [14] Xisto C, Petit O, Gronstedt T, et al. The efficiency of a pulsed detonation combustor-axial turbine integration[J]. Aerospace Science and Technology, 2018, 82:80-91.
- [15] 张宇.脉冲爆震发动机DDT过程数值模拟研究[D].南京:南京理工大学,2009.
ZHANG Yu. Numerical simulation of DDT process in pulse detonation engine[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2009. (in Chinese)

(编辑: 兰海青)

基于模型修正的高空起动预测方法

阙建锋, 严红明, 英基勇

(中国航发商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘要: 针对利用基于部件特性的起动模型预测发动机起动过程时精度较低的问题, 通过建立起动模型迭代求解方程研究了起动模型计算方法。基于燃烧效率修正系数、吸放热模型换热系数、附加损失修正系数, 匹配发动机起动关键参数, 研究了模型修正方法; 基于发动机部件特性的起动模型, 结合地面起动数据修正, 实现了模型计算数据与试验数据基本一致, 并验证了起动模型修正的有效性。利用该模型进行空中起动预测, 并将模型预测结果与试验结果进行了对比。结果表明: 起动试验得到的压气机共同工作线、转子加速率与模型修正结果比较吻合, 涡轮出口排气温度差异合理。起动模型修正方法可以高效支撑高空起动试验的开展, 在空中起动试验包线边界工况点上, 起动试验能够一次成功, 降低试验风险和试验成本。

关键词: 起动; 模型; 修正方法; 模型预测; 高空起动试验; 航空发动机

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.008

High-altitude Starting Prediction Method Based on Model Correction

QUE Jian-feng, YAN Hong-ming, YING Ji-yong

(AECC Commercial Aircraft Engine Co., Ltd., Shanghai 200241, China)

Abstract: In response to the problem of low accuracy in predicting engine starting process using starting models based on component characteristics, the calculation method of the starting model was studied by establishing an iterative solution equation for the starting model. Based on the correction coefficient of combustion efficiency, the heat transfer coefficient of the heat absorption and release model, and the additional loss correction coefficient, the key engine starting parameters were matched and the model correction method was studied. Based on the starting model derived from engine component characteristics and combined with the ground starting data, the model-calculated data was consistent with the test data, and the validity of the starting model correction was verified. The model was used to predict air starting and compared with the test results. The results show that the compressor common working line and rotor acceleration rate of the starting test are in good agreement with the corrected model, and the difference in the turbine outlet exhaust gas temperature is reasonable. The starting model correction method can efficiently support high-altitude starting tests, make air starting tests at boundary working points of the starting envelope successful in one go, and reduce test risk and cost.

Key words: starting; model; correction method; model prediction; high-altitude starting test; aeroengine

0 引言

航空发动机起动过程的气动热力学较为复杂, 而且低转速部件特性的精确度又较低, 因此, 起动试验一直是涡扇发动机性能试验中极具挑战的科目^[1]。基于建立的发动机起动模型, 以仿真模型为研究对象代替发动机本体, 开展起动控制规律设计, 能够节省试车时间并降低试验风险^[2]。

20 世纪 80 年代初, Agrawal^[3]研发出针对航空发

动机起动过程的仿真模型, 并基于通用特性研究了发动机的起动性能; 1983 年, Davis 等^[4]优化了发动机起动过程的仿真模型, 提高了试验效率并减少了经费投入; 1993 年, Chappell 等^[5]研发了涡轮发动机起动仿真模型, 用于模拟全包线地面起动、空中辅助起动、风车起动及空中再起, 并基于该模型预测了合理的空中辅助起动与风车起动的包线边界线; 1999 年, Braig 等^[6]利用发动机性能仿真模型研究了多种涡喷、涡扇发动机的风车起动性能及空中风车再点火; Owen

收稿日期: 2022-07-19 基金项目: 国家级研究项目资助

作者简介: 阙建锋 (1990), 硕士, 工程师。

引用格式: 阙建锋, 严红明, 英基勇. 基于模型修正的高空起动预测方法[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 58-63. QUE Jianfeng, YAN Hongming, YING Jiyong. High-altitude starting prediction method based on model correction [J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 58-63.

等^[7-8]为了更好地提高发动机模型对起动性能的仿真精度,深入研究了燃气涡轮发动机起动模型不精确的原因,提高了起动模型精度;2004年,Naylor^[9]利用吸放热模型开展了瞬态性能研究,以挖掘节约发动机开发时间和成本的潜力;2006年,Sridhar等^[10]为了解决发动机再起包线的预测问题,研究了飞行高度对部件特性和风车再点火的影响,提高了风车仿真精度;2016年,Stefan等^[11]为了研发发动机全转速仿真模型,研究了零转速起动的关键参数;Stamatis等^[12]、谢光华等^[13]主要以1组试车关键测量参数作为目标,求解出1组匹配合理的部件修正系数,通过模型修正使得模型的计算输出与试验测量数据吻合,这种方法可以提高模型的预测精度。

本文通过建立起动模型迭代求解方程,研究了起动模型计算方法。基于燃烧效率修正系数等研究了模型修正方法,开展了模型修正并验证起动模型修正的有效性。进行了高空起动预测,将模型计算的起动关键参数与试验结果进行对比。

1 计算模型

1.1 起动模型

起动模型建立的不平衡功率方程^[14-16]为

$$D_p = P_T - P_C + P_{\text{starter}} - P_{\text{par}} \quad (1)$$

式中: D_p 为发动机不平衡功率^[17]; P_T 为涡轮产生功率; P_C 为压气机消耗功率; P_{starter} 为起动机产生功率^[18-19]; P_{par} 为附加功率,包括轴承机械损失、风阻损失、燃油泵和滑油泵的摩擦损失等。

根据扭矩与功率、扭矩与转动惯量的关系得到轴加速度与不平衡功率的关系

$$N_{2\text{dot}} = D_p / (J \cdot N_2 \cdot (\pi \times 2/60)^2) \quad (2)$$

式中: $N_{2\text{dot}}$ 为发动机转子加速度; J 为发动机转子转动惯量; N_2 为发动机转速。

根据式(1)、(2)得到高压轴的输出功率与高压涡轮输入功率的不平衡功率方程

$$D_{\text{PH}} + P_{\text{HPC}} + P_{\text{Hpar}} - P_{\text{starter}} = P_{\text{HPT}} \quad (3)$$

式中: D_{PH} 为高压轴不平衡功率; P_{HPC} 为高压压气机消耗功率; P_{Hpar} 为高压轴附加功率; P_{HPT} 为高压涡轮产生功率。

同时得到低压轴的输出功率与低压涡轮输入功率的不平衡功率方程

$$D_{\text{PL}} + P_{\text{LPC}} + P_{\text{Lpar}} = P_{\text{LPT}} \quad (4)$$

式中: D_{PL} 为低压轴不平衡功率; P_{LPC} 为低压压气机消耗功率; P_{Lpar} 为低压轴附加功率; P_{LPT} 为低压涡轮产生功率。

根据高压压气机上游流量与利用部件特性图计算得到流量(下文简称为“部件特性图计算流量”)的平衡,建立平衡方程

$$W_{23} - W_{24B} = W_{25}^* \quad (5)$$

式中: W_{23} 为增压级出口流量; W_{24B} 为增压级后放气量; W_{25}^* 为高压压气机部件特性图计算流量。

根据高压涡轮上游流量与部件特性图计算流量的平衡,建立平衡方程

$$W_4 + W_{41AC} = W_{41}^* \quad (6)$$

式中: W_4 为燃烧室出口流量; W_{41AC} 为高压涡轮冷却气流量; W_{41}^* 为高压涡轮部件特性图计算流量。

根据低压涡轮上游流量与部件特性图计算流量的平衡,建立平衡方程

$$W_{42} + W_{49AC} = W_{49}^* \quad (7)$$

式中: W_{42} 为高压涡轮出口流量; W_{49AC} 为低压涡轮冷却气流量; W_{49}^* 为低压涡轮部件特性图计算流量。

根据外涵喷管进口流量与外涵喷管通流流量平衡,建立平衡方程

$$W_{13} = W_{18} \quad (8)$$

式中: W_{13} 为外涵喷管进口流量; W_{18} 为外涵喷管通流流量。

根据内涵喷管进口流量与内涵喷管通流流量平衡,建立平衡方程

$$W_5 = W_8 \quad (9)$$

式中: W_5 为内涵喷管进口流量; W_8 为内涵喷管通流流量。

根据给定的控制规律或约束条件与发动机计算结果,建立平衡方程

$$Y_{\text{ID}} = Y_C \quad (10)$$

式中: Y_{ID} 为控制规律或约束条件; Y_C 为发动机计算结果。

换算燃油流量考虑压力和温度影响,采用现有控制系统机载测点高压压气机出口静压,高压压气机进口总温进行燃油流量换算,其换算式为

$$W_{\text{fr}} = \frac{W_f}{(P_{s3}/101.325)^\sigma} \left(\frac{288.15}{T_{25}} \right)^\gamma \quad (11)$$

式中: W_{fr} 为换算燃油流量; W_f 为物理燃油流量; P_{s3} 为高压压气机出口静压; σ 为压力拟合指数; T_{25} 为高压

压气机进口总温; γ 为温度拟合指数。

选用的猜测值为:低压转速 X_{N_2} 、高压转速 $X_{N_{25}}$ 、风扇外涵特性参数 β_{12} 、风扇内涵/增压级特性参数 β_2 、高压压气机特性参数 β_{25} 、高压涡轮剩余功率系数 D_{PH} 、低压涡轮剩余功率系数 D_{PL} 、燃油流量 W_f 。根据这8个猜测值与8个误差方程迭代得到方程组的解。

1.2 燃烧效率

燃烧效率指完全燃烧的燃料与燃气混合物之比。燃油燃烧时进出口温升与油气比 F_{AR} 、燃烧效率 E_{TA3} 、比热 C_p 及燃油热值 F_{HV} 有关。燃烧效率的变化直接影响涡轮进口总温,进而改变涡轮产生的功率

$$T_4 - T_3 = F_{AR} \cdot E_{TA3} \cdot F_{HV} / C_p \quad (12)$$

1.3 吸放热模型

在发动机从一种状态加速到另一种温度更高的稳定工作状态过程中,金属需要吸收额外燃油燃烧产生的能量。这种净热传递的过程简称吸放热,对发动机性能有显著影响。

在进行发动机瞬态试验前,一般会开展发动机稳态健康检查试验,将录取的发动机性能参数与出厂参数进行对比,可以判断发动机是否出现衰退或衰退对涡轮出口排气温度 T_{EGT} 影响。然后开展瞬态试验,可以获得部件换热对 T_{EGT} 的影响。

基于集总热容法对热空气和发动机金属吸放热过程建立方程

$$m \cdot C_p \cdot D_T / D_i = h \cdot A \cdot (T_g - T) \quad (13)$$

式中: m 为金属质量; C_p 为比热; T 为金属温度; D_T 为换热系数; h 为换热系数; A 为有效换热面积; T_g 为空气温度; D_i 为时间间隔长度。

发动机主要的吸放热部件见表1。

表1 发动机的主要吸放热部件

序号	部件	零组件
1	低压压气机	低压压气机主流件
2		低压压气机冷却件
3	高压压气机	高压压气机主流件
4		高压压气机冷却件
5	燃烧室	火焰筒
6		机匣壁面
7	高压涡轮	高压涡轮导叶主流件
8		高压涡轮导叶冷却件
9		高压涡轮主流件
10		高压涡轮冷却件
11	低压涡轮	低压涡轮主流件

2 模型修正方法

建立起动模型应获得发动机部件气动特性、起动机扭矩特性、发动机机械特性,对部件特性进行修正,根据进口条件、起动限制条件及起动时间要求,评估起动关键参数并制定起动供油规律。起动关键参数包括压气机工作线、涡轮排气温度、加速率。

首先,航空发动机从起动点火到慢车过程中,燃烧室处于富油燃烧状态,因此燃烧效率低于设计点的燃烧效率。到达慢车状态后燃烧效率逐渐接近设计状态。在相同供油规律下,燃烧效率影响了燃烧室的温升,进而影响压气机的工作线,可根据压气机工作线的匹配情况,对燃烧效率进行修正。

其次,发动机在起动点火到慢车过程中,发动机内气流经过压缩、燃烧、膨胀做功后,温度随转速逐渐升高,金属需要吸收额外的燃油燃烧产生的能量,导致发动机测量的排气温度滞后。在金属质量、金属初始温度、有效换热面积基本确定的情况下,吸放热程度主要取决于换热系数,需要根据试验涡轮排气温度的匹配情况,对换热系数进行调整。

最后,需要考虑修正附加功率对发动机不平衡功率的影响,即对发动机起动加速率的影响。通过对比模型计算转子加速率与试验参数匹配情况,对附加损失系数进行调整。

上述方法,结合不敏感损失函数,利用修正系数 α 将模型计算数据 $f(x, \alpha)$ 以 ξ 精度逼近试验数据 y ,当满足 $|y - f(x, \alpha)| \leq \xi$ 精度时,则 $|y - f(x, \alpha)| = 0$,记作 $|y - f(x, \alpha)|_{\xi} = 0$ ^[20]。建立方程组

$$\begin{cases} |P_{3Q25} - f(W_{25R}, E_{TA3})|_{\xi} = 0 \\ |T_{EGT} - f(N_{2R}, h)|_{\xi} = 0 \\ |N_{2dot} - f(N_{2R}, \eta)|_{\xi} = 0 \end{cases} \quad (14)$$

式中: P_{3Q25} 为压气机压比; W_{25R} 为压气机换算流量; T_{EGT} 为涡轮出口排气温度; N_{2R} 为相对换算转速; N_{2dot} 为转子加速率; η 为附件损失系数。

3 基于地面起动试验数据修正起动模型

基于上述修正方法和发动机地面起动试验数据,匹配模型计算和试验获得的起动关键数据。匹配的起动模型燃烧效率修正系数如图1所示,换热系数为

1.03,附加损失修正系数为 1.05。

压气机共同工作线如图 2 所示。从图中可见匹配后压气机换算流量与压气机压比关系,利用未修正的起动模型计算的压气机工作线高于正常起动试验工作线。同时,压气机共同工作线在低转速接近喘振边界。在模型修正后,起动试验与模型计算的压气机共同工作线基本一致。

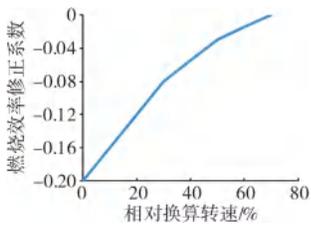


图 1 起动模型燃烧效率修正系数

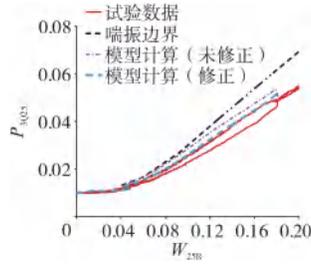


图 2 压气机共同工作线

换算涡轮出口排气温度随相对换算转速的变化如图 3 所示。从图中可见,涡轮出口排气温度低于涡轮出口排气温度限制值。利用未修正起动模型计算的涡轮出口排气温度高于正常起动试验温度。模型修正后,起动试验与模型计算的涡轮出口排气温度基本一致。

发动机换算转子加速率随相对换算转速的变化关系如图 4 所示。从图中可见,利用未修正起动模型计算的加速率高于正常起动试验加速率。模型修正后,起动试验与模型计算的加速率基本一致。

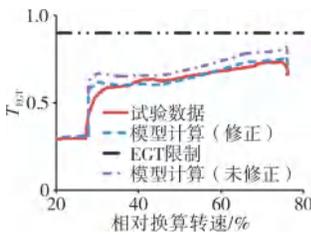


图 3 换算涡轮出口排气温度随相对换算转速的变化

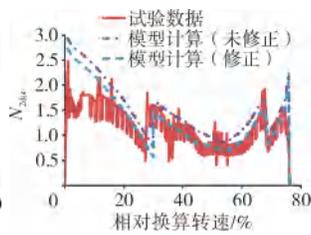


图 4 换算转子加速率随相对换算转速的变化

通过模型修正的预测方法,保证了计算的压气机工作线、涡轮排气温度、起动加速率与试验的基本一致,从而保证发动机不喘振、不超温、不悬挂,修正后模型计算发动机起动到慢车时间与试验吻合,相对换算转速随相对时间的变化关系如图 5 所示。

4 高空起动预测与试验结果对比

为了证明发动机空中起动满足产品要求,开展了

空中起动试验工况下的起动试验,空中起动试验工况如图 6 所示。基于地面起动试验数据修正起动模型,开展了空中辅助起动和风车起动控制规律设计,同时更准确地预测了

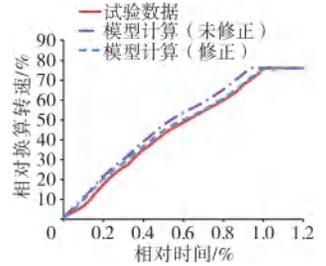


图 5 相对换算转速随相对时间的变化

高空起动试验。将模型预测与试验的起动关键参数进行对比,压气机换算流量随压比的变化关系(即压气机共同工作线)、换算涡轮出口排气温度随相对换算转速的变化关系、换算涡轮出口排气温度随相对时间的变化关系、换算转子加速率随相对换算转速的变化关系、相对换算转速随相对时间的变化关系分别如图 7~ 11 所示(以某一工况点为例)。从图中可见,起动试验与模型计算的压气机共同工作线、转子加速率比较吻合,涡轮出口排气温度有一定差异。

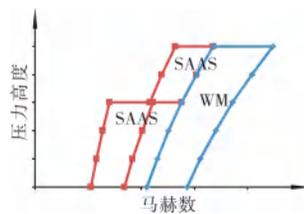


图 6 空中起动试验工况

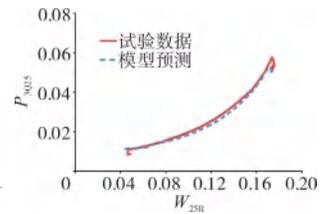


图 7 压气机换算流量随压比的变化

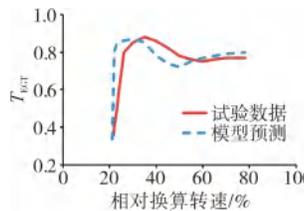


图 8 换算涡轮出口排气温度随相对换算转速的变化

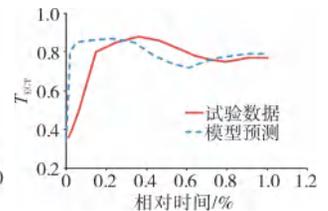


图 9 换算涡轮出口排气温度随相对时间的变化

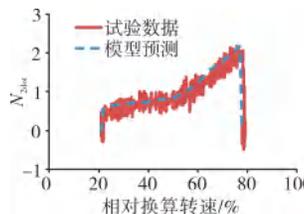


图 10 换算转子加速率随相对换算转速的变化

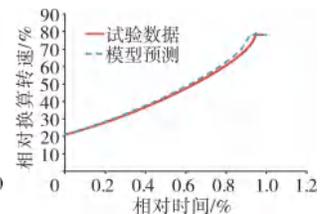


图 11 相对换算转速随相对时间的变化

对比图 10、11 和图 4 可见空中和地面起动加速率的差异。瞬态过程发动机加速率对吸放热程度是有影响的。瞬态加速率越低,发动机工作越接近稳态,

吸放热影响越不明显。对比图8、9和图3可见空中涡轮出口排气温度吻合效果比地面的吻合效果差。原因是地面起动匹配的换热系数并不能完全适用空中起动。吸放热在海拔高度上的影响比海平面更明显,主要是因为海拔高度上质量流和换热系数要低得多,导致发动机热响应较慢^[9]。因此,当空中起动采用和地面起动相同的换热系数时,会导致模型预测的热响应比实际快,从而造成吻合度较差。

试验表明,通过模型修正的起动预测方法不仅能够使关键参数匹配一致,同时设计的控制规律成功实现了空中起动试验。证明该方法对高空起动试验具有一定的指导价值,可以缩短高空起动试验验证周期,降低高空试验验证成本。

5 结论

(1)研究了发动机起动模型建立及其修正方法,建立了起动模型迭代求解方法,并给出吸放热模型建立方法和主要的吸放热部件清单。

(2)基于发动机部件特性的起动模型,结合地面起动数据,通过修正燃烧效率修正系数、吸放热模型换热系数及附加损失修正系数,完成了发动机起动模型修正,对比修正前后起动模型计算与试验数据的起动关键参数匹配情况表明,试验修正方法合理有效。

(3)基于地面起动试验数据修正起动模型,开展了空中辅助起动和风车起动控制规律设计,同时更准确地预测了高空起动试验。将模型预测与试验的起动关键参数进行对比可知,起动试验与模型计算的压气机共同工作线、转子加速率比较吻合,涡轮出口排气温度的差异合理。

(4)试验表明,通过模型修正的起动预测方法不仅能够使关键参数匹配一致,同时根据所设计的控制规律成功完成了空中起动试验。证明该方法对高空起动试验具有一定的指导价值,可以缩短高空起动试验验证周期,降低高空试验验证成本。

参考文献:

- [1] Eastwick C N, Johnson G. Gear windage: a review[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2008, 130(3):4001-4006.
- [2] 王曦,程茵. 国外航空推进控制技术的发展[J]. *航空发动机*, 2009, 3: 4-7, 34-35.
WANG Xi, CHENG Yin. Development of thrust control technology for foreign aeroengine[J]. *Aeroengine*, 2009, 3: 4-7, 34-35. (in Chinese)
- [3] Agrawal R K. A generalized mathematical model to estimate gas turbine starting characteristics[R]. ASME 1980-GT-202.
- [4] Davis J B, Pollak R R. Criteria for optimizing starting cycles for high performance fighter engines[R]. AIAA-83-1127.
- [5] Chappell M A, McLaughlin P W. Approach to modeling continuous turbine engine operation from startup to shutdown[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1993, 9(3):466-471.
- [6] Braig W, Schulte H, Riegler C. Comparative analysis of the windmilling performance of turbojet and turbofan engines[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1999, 15(2):326-333.
- [7] Owen A K, Daugherty A, Garrard D, et al. A parametric starting study of an axial-centrifugal gas turbine engine using a one-dimensional dynamic engine model and comparisons to experimental results: part I—model development and facility description[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1999, 121:377-383.
- [8] Owen A K, Daugherty A, Garrard D, et al. A parametric starting study of an axial-centrifugal gas turbine engine using a one-dimensional dynamic engine model and comparisons to experimental results: part II—simulation calibration and trade-off study[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1999, 121:384-393.
- [9] Philip H N. Gas turbine transient performance: heat soakage modeling [D]. England: Cranfield University, 2004.
- [10] Sridhar P, Rajiv S, Rohinton I, et al. High fidelity engine performance models for windmill relight predictions[R]. AIAA-2006-4970.
- [11] Stefan B, John R. Modeling of start-up from engine-off conditions using high fidelity turbofan engine simulations[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138:051201-1-6.
- [12] Stamatis A, Mathioudakis K, Papailiou K D. Adaptive simulation of gas turbine performance[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1990, 112(2):168-175.
- [13] 谢光华,曾庆福,张燕东. 航空发动机仿真模型参数自适应校正[J]. *航空动力学报*, 1998, 13(1):37-40.
XIE Guanghua, ZENG Qingfu, ZHANG Yandong. Aeroengine simulation model parameter adaptive calibration part[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1998, 13(1):37-40. (in Chinese)
- [14] Walsh P P, Fletcher P. Gas turbine performance[M]. 2nd ed. Blackwell Science, 2004:490-498.
- [15] 屠秋野,唐狄毅. 涡扇发动机起动模型及起动控制规律的研究[J]. *推进技术*, 1999, 20(2):21-24.
TU Qiuye, TANG Diyi. Study on startup model and startup control law of turbofan engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 1999, 20(2): 21-24. (in Chinese)
- [16] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册(第14册):辅助动力装置及起动机[M]. 北京:航空工业出版社, 2001: 54-59.
Editor in Chief of the Aviation Engine Design Manual. Aeroengine design manual volume 14: auxiliary power units and starters[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2001:54-59. (in Chinese)

- [17] Walsh P P, Fletcher P. 燃气涡轮发动机性能[M]. 郑建弘, 胡忠志, 华清, 等译. 上海: 上海交通大学出版社, 2014: 472-483.
Walsh P P, Fletcher P. Gas turbine performance[M]. Translated by ZHENG Jianhong, HU Zhongzhi, HUA Qing. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2014: 472-483. (in Chinese)
- [18] 孙牧桥, 苏三买, 成剑. 空气涡轮起动机调压装置 AMESim 建模与仿真[J]. 航空动力学报, 2012, 27(2): 450-456.
SUN Muqiao, SU Sanmai, CHENG Jian. Air turbine starter pressure controller modeling and numerical simulation based on AMESim[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(2): 450-456. (in Chinese)
- [19] 常博博, 苏三买, 刘铁庚. 辅助动力装置建模及数值仿真[J]. 航空动力学报, 2011, 26(9): 2122-2127.
CHANG Bobo, SU Sanmai, LIU Tiegeng. Model and numerical simulation of auxiliary power unit[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(9): 2122-2127. (in Chinese)
- [20] 李兵. 支持向量机的迭代学习算法及其应用[D]. 北京: 清华大学, 2014.
LI Bing. Iterative learning algorithm of support vector machine and its application [D] Beijing: Tsinghua University, 2014. (in Chinese)

(编辑: 刘 静)

关节间隙对矢量喷管调节机构动态特性影响的数值仿真与验证

孟令超¹, 张昊¹, 张起梁¹, 罗忠², 许春阳³

(1. 辽宁工业大学 机械工程与自动化学院, 辽宁锦州 121001; 2. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819;
3. 中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘要: 为研究飞机在不同飞行工况下关节间隙对矢量喷管运动调节机构动态特性的影响, 采用第 1 类拉格朗日方程与混合接触力模型和 LuGre 摩擦模型相结合的方法, 构建了考虑关节间隙和摩擦系数等特征的矢量喷管运动调节机构单叶动力学理论模型, 进而构建了整体调节机构的运动学分析模型。结果表明: 由于关节间隙的存在, 在矢量喷管运动调节机构运动状态突然改变时, 初始碰撞阶段调节片的位移几乎不受间隙碰撞的影响, 但速度与加速度会产生剧烈且短暂的振动, 振动大小受关节间隙影响较大, 而间隙对平稳运动时的调节片运动精度几乎不产生影响; 整机矢量喷管运动调节机构做收扩运动时, 各关节产生的碰撞力几乎相同, 做上下偏转运动时, C 关节处产生的碰撞力最大, A 关节处的受力次之, B 和 D 关节处的受力最小。

关键词: 矢量喷管运动调节机构, 间隙, 拉格朗日方程, 动力学, 航空发动机

中图分类号: V233.7+57

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.009

Numerical Simulation and Verification of the Influence of Joint Clearance on Dynamic Characteristics of Thrust-vectoring Nozzle Adjusting Mechanism

MENG Ling-chao¹, ZHANG Hao¹, ZHANG Qi-liang¹, LUO Zhong², XU Chun-yang³

(1. College of Mechanical Engineering and Automation, Liaoning University of Technology, Jinzhou Liaoning 121001, China;
2. School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;
3. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to study the influence of the joint clearance on the dynamic characteristics of the thrust-vectoring nozzle adjusting mechanism under different flight conditions, a single blade dynamic model of the thrust-vectoring nozzle motion adjusting mechanism considering the characteristics of joint clearance and friction coefficient was built by using the method of combining the first type Lagrange equation with the mixed contact force model and the LuGre friction model, and then the kinematic analysis model of the overall adjusting mechanism was established. The results show that due to the presence of joint clearance, if the motion state of the nozzle adjusting mechanism undergoes abrupt changes, the displacement of the nozzle flap in the initial impact stage is almost not affected by the clearance impact, but the velocity and acceleration of the flap will oscillate violently and momentarily, and the oscillating amplitude is greatly affected by the joint clearance, while the clearance has little effect on the motion accuracy of the flap during the stable motion. When the thrust-vectoring nozzle adjusting mechanism of the whole engine performs the converging and diverging motion, the impact force generated by each joint is almost the same. While performing the up and down deflection motion, the generated impact force is the largest at joint C, followed by joint A, and the impact force at joints B and D is the smallest.

Key words: thrust-vectoring nozzle adjusting mechanism; clearance; Lagrange equation; dynamics; aeroengine

0 引言

矢量喷管是新型航空发动机上的重要结构, 通过

控制排出气流方向使发动机推力方向发生变化来改变飞机的飞行姿态。其中, 调节矢量喷管收扩和偏转的机构为尾喷运动调节机构, 由于加工与装配误差,

收稿日期: 2022-11-17 基金项目: 国家级研究项目、辽宁省自然科学基金计划(2023-MS-301)资助

作者简介: 孟令超(1998), 男, 在读硕士研究生。

引用格式: 孟令超, 张昊, 张起梁, 等. 关节间隙对矢量喷管调节机构动态特性影响的数值仿真与验证[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 64-71. MENG Lingchao, ZHANG Hao, ZHANG Qiliang, et al. Numerical simulation and verification of the influence of joint clearance on dynamic characteristics of thrust-vectoring nozzle adjusting mechanism[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 64-71.

以及机构运动过程中摩擦和磨损的影响,各关节接触面之间容易产生间隙,这些因素会对尾喷机构运行的稳定性以及连杆受力情况造成显著影响。

国内外学者对轴对称矢量喷管开展了广泛研究。Williams 等^[1-2]采用有限元法等一系列方法对轴对称矢量喷管进行结构优化设计;李建鹏等^[3]采用拆杆法与相对转角法,建立了轴对称矢量喷管喉道面积调节机构运动学模型;柳亚冰等^[4]针对轴对称矢量喷管的运动提出一种基于运动学位移解算的解决办法;闫世洲等^[5]采用 Lagrange 法推导并建立了喷管喷口的动力学方程,得出不同的喷管姿态下驱动力的变化规律。目前,国内外学者着重开展对轴对称矢量喷管的机构设计及整体运动学的研究,而对关节间隙对调节机构动力学特性的影响研究较少。由于受磨损、制造公差以及安装精度等因素的影响,在尾喷运动调节机构中各关节均会产生间隙。Flores 等^[6]已证实间隙会引起机械振动、疲劳失效,甚至会改变整个机构的运动稳定性;Hunt 等^[7]构建一种模型,引入了接触过程中能量损失的阻尼分量;Lankarani 等^[8]构建了非线性弹簧阻尼模型,但只能在恢复系数为 1 的情况下使用;Flores 等^[9]构建一种更好的接触模型,适用于不同恢复系数下的材料,但并没有考虑接触运动过程中接触刚度的变化,只适用于大间隙小负载的情况。针对此现象,白争锋等^[10]构建一种适用于不同间隙不同负载的情况的混合模型,该模型计算精度较高且适用范围较广。运动机构摩擦问题一直被该领域学者广泛关注,当一个机构的关节存在间隙时会产生法向碰撞力。Tan 等^[11]研究发现摩擦力在相对速度接近零时会改变方向;为防止这一现象的发生,Ambrósio^[12]构建一种改进的摩擦模型,修正了经典库仑摩擦定律。然而,这种模型无法准确地描述粘滑运动。LuGre 等^[13]在其研究中引入了弹簧阻尼变量,同时还考虑与摩擦有关的其他变量,在研究关节碰撞的分析中具有一定的优势。

针对单级尾喷运动调节机构,本文构建了考虑关节间隙与摩擦的动力学解析模型,进而构建了尾喷运动调节机构的整体模型,研究了调节杆与调节片之间的关节间隙对于调节片动态特性的影响,并探究了关节间隙对调节机构重要关节的动力学特性影响规律。

1 矢量喷管单链尾喷运动调节机构动力学建模

尾喷运动调节机构如图 1 所示,包括作动筒、活塞杆、A9 调节环、调节杆和调节片。其中,调节机构由多组调节杆和调节片组成,每组调节机构具有相同的机械结构,工作原理也相同。

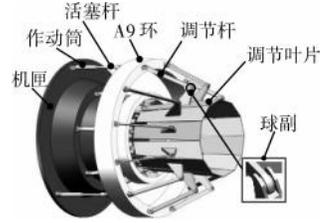


图 1 尾喷运动调节机构

当机构的 3 作动筒同步驱动时,A9 环会随作动筒沿发动机轴线运动,均布在 A9 环上的连杆驱动扩张调节片发生径向偏转,从而实现喷口面积调节;当 3 个机构作动筒不同步驱动时,A9 环会发生偏转,连杆驱动扩张调节片,进而改变喷口方向和推力矢量方向。喷管调节结构可以实现推力矢量技术以满足飞机各种飞行姿态的需求。

1.1 尾喷运动调节机构动力学解析模型

由于多刚体系统中关节间隙普遍存在,且间隙关节两端刚体的运动受其影响最大^[14],因此,本文主要研究调节杆与调节片间的关节间隙对机构动力学特性的影响。在多体系统中,广义坐标包含物体的平移与转动,单级尾喷运动调节机构如图 2 所示,由于 A9 环的运动轨迹可由作动筒的驱动方式计算得出,可将 A9 环左侧的关节运动视为输入量。调节连杆与调节片广义坐标为列向量 $Q = [Q_1^T \ Q_2^T \ Q_3^T]^T$,单级尾喷运动调节机构广义坐标见表 1。

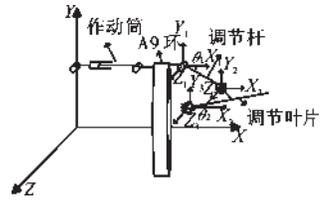


图 2 单级尾喷运动调节机构

表 1 单级尾喷运动调节机构广义坐标

坐标	坐标矩阵	备注
Q_1	$Q_1 = [X_1 \ Y_1 \ Z_1]^T$	无旋转坐标
Q_2	$Q_2 = [X_2 \ Y_2 \ Z_2 \ \theta_1]^T$	旋转坐标 θ_1
Q_3	$Q_3 = [X_3 \ Y_3 \ Z_3 \ \theta_2]^T$	旋转坐标 θ_2

从表中可见, $Q = [Q_1^T \ Q_2^T \ Q_3^T]^T$ 为广义坐标用来描述系统的位形,有外力的拉格朗日方程为

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial U}{\partial q} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}} = F \quad (1)$$

式中: T 为系统动能; t 为时间; U 为重力势能; D 为弹

性势能; q 为广义坐标; \dot{q} 为广义速度; F 为广义力。

式(1)可以简化为

$$M\ddot{Q} + N(\dot{Q}, Q) = F \quad (2)$$

式中: M 为质量矩阵; \ddot{Q} 为广义加速度; N 为阻尼与刚度的耦合矩阵; Q 为是广义坐标; \dot{Q} 为广义速度。

根据动力学普遍方程

$$(M\ddot{Q} - F + N)^T \delta_Q = 0 \quad (3)$$

式中: δ_Q 为虚位移量。

由于 $\Phi(Q, t) = 0$

$$\Phi_Q \delta_Q = 0 \quad (4)$$

式中: Φ_Q 为约束方程对广义坐标 Q 的雅各比矩阵。

引入拉格朗日乘子 $\lambda = [\lambda_1 \ \lambda_2 \ \dots \ \lambda_n]^T$ 得

$$\lambda^T \Phi_Q \delta_Q = 0 \quad (5)$$

式(3)与式(5)转置后相加得

$$\delta_Q^T (M\ddot{Q} + \Phi_Q^T \lambda - F + N) = 0 \quad (6)$$

式中: Q^T 为广义坐标转置矩阵; Φ_Q^T 为约束方程对广义坐标 Q 的转置雅各比矩阵。

故可得出

$$M\ddot{Q} + \Phi_Q^T \lambda - F + N = 0 \quad (7)$$

约束方程对时间的1阶导数为

$$\Phi_Q \dot{Q} = -\Phi_t \quad (8)$$

式中: Φ_t 为约束方程对时间的1阶导数。

约束方程对时间的2阶导数为

$$\Phi_Q \ddot{Q} = -\Phi_{tt} - (\Phi_Q \dot{Q})_Q \dot{Q} - 2\Phi_{Qt} \dot{Q} \quad (9)$$

式中: Φ_{tt} 为约束方程对时间的2阶导数; Φ_{Qt} 为约束方程对时间求导后再对广义坐标 Q 求导的矩阵。

令 $\Phi_{tt} - (\Phi_Q \dot{Q})_Q \dot{Q} - 2\Phi_{Qt} \dot{Q} = \gamma$,故

$$\Phi_Q \ddot{Q} = \gamma \quad (10)$$

式中: γ 为等效加速度矩阵。

将式(6)与式(10)联立可得

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_Q^T \\ \Phi_Q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{Q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F - N \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (11)$$

在式(11)中,连续接触力模型将用于评估接触力,运动关节接触期间产生的力将作为外力引入方程。

1.2 转动副接触力模型

转动副接触力模型(轴承与轴颈的接触模型)如图3所示。

令轴颈和轴承的中心为 P_i 和 P_j , e 为连接 P_i 和 P_j

的偏心向量, \dot{e} 表示向量 e 对时间的导数,则

$$e = r_i^p - r_j^p \quad (12)$$

式中: r_i^p 为轴颈中心到广义坐标原点的向量; r_j^p 为轴承中心到广义坐标原点的向量。

$$\dot{e} = \dot{r}_i^p - \dot{r}_j^p \quad (13)$$

式中: \dot{r}_i^p 为轴颈中心到广义坐标原点的向量对时间的1阶导数; \dot{r}_j^p 为轴承中心到广义坐标原点的向量对时间的1阶导数。

偏心量的幅值为

$$\ell = \sqrt{e^T e} \quad (14)$$

式中: ℓ 为偏心量幅值; e^T 为 e 的转置。

垂直于轴承与轴颈碰撞表面的单位矢量 n_o 与偏心矢量重合

$$n_o = \frac{e}{\ell} \quad (15)$$

值得注意的是,单位矢量 n_o 的方向与轴承、轴颈的中心连接线方向相同。

由于 $r_k^p = r_k + A_k S_k$,其中坐标变换矩阵 $A_k =$

$$\begin{bmatrix} \cos \phi_k & -\sin \phi_k \\ \sin \phi_k & \cos \phi_k \end{bmatrix}, \text{可以得出}$$

$$r_k^q = r_k + A_k S_k + R_k n_o \quad (16)$$

式中: r_k^p 为在全局坐标系中度的位置向量; r_k 为刚体坐标系下的位置向量; A_k 为刚体坐标系到全局坐标系下的变换矩阵; S_k 为 P_k 在全局坐标系下的坐标; ϕ_k 为全局坐标系下的向量角; r_k^q 为接触点 Q_i 和 Q_j 在全局坐标系下的位置向量; R_k 为轴承和轴颈的半径;点 Q_i 和 Q_j 的速度为 \dot{r}_k^q 对时间的导数

$$\dot{r}_k^q = \dot{r}_k + \dot{A}_k S_k + R_k \dot{n}_o \quad (17)$$

将轴承与轴颈之间的相对碰撞速度,分别投影到碰撞平面与碰撞法平面上,获得碰撞点相对法向速度和相对切向速度

$$v_n = (\dot{r}_j^q - \dot{r}_i^q) n_o \quad (18)$$

式中: v_n 为碰撞点法相速度; \dot{r}_j^q 为轴承碰撞点速度; \dot{r}_i^q 为轴颈碰撞点速度。

$$v_t = (\dot{r}_j^q - \dot{r}_i^q) t \quad (19)$$

式中: v_t 为碰撞点切向速度; t 为将矢量 n_o 旋转 90° 获得的切向单位矢量。

在经典赫兹接触模型中,刚度系数与阻尼系数皆

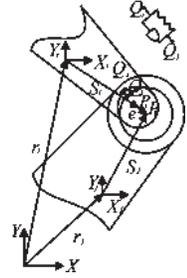


图3 转动副接触力模型

设定为常数,并没有考虑碰撞过程中材料的属性以及阻尼的变化。因此, Ye等^[15]和 Flores等^[16]提出了一种修正阻尼系数局限性且考虑物体固有属性的接触模型

$$F_N = K\delta^n \left[1 + \frac{8(1-c_e)\dot{\delta}}{5c_e\dot{\delta}^{(-)}} \right] \quad (20)$$

式中: F_N 为接触力; K 为接触刚度,由接触材料特性以及接触面的几何形状决定^[15]; δ^n 为接触体间穿透量; c_e 为恢复系数; $\dot{\delta}$ 为碰撞速度; $\dot{\delta}^{(-)}$ 为初始碰撞速度。

$$K = \frac{4}{3(\sigma_i + \sigma_j)} \left[\frac{R_i R_j}{R_i + R_j} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (21)$$

式中: σ_i 为轴颈材料系数; σ_j 为轴承材料系数; R_i 为轴颈曲率半径; R_j 为轴承曲率半径。

$$\sigma_k = \frac{1 - \nu_k^2}{E_k} \quad (k = i, j) \quad (22)$$

式中: σ_k 为接触体材料系数; ν_k 为泊松比; E_k 为弹性模量。

精确的间隙机构模型对间隙碰撞力进行了详细的描述,而在大部分文献中,刚度系数与阻尼系数的取值一般都是经过简单计算得出,有的甚至凭借经验取为常数,这与实际情况严重不符。因此,白争锋等提出了一种非线性刚度阻尼系数的接触力混合模型^[10]

$$F_N = K_n \delta^n + D_{\text{mod}} \dot{\delta} \quad (23)$$

式中: D_{mod} 为非线性阻尼系数; K_n 为非线性刚度系数。

$$K_n = \frac{1}{8} \pi E^* \sqrt{\frac{2\delta [3(R_B - R_J) + 2\delta]^2}{(R_B - R_J + \delta)^3}} \quad (24)$$

式中: π 为圆周率; R_B 为接触体E的曲率半径; R_J 为接触体J的曲率半径; E^* 为等效弹性模量

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (25)$$

式中: ν_1 为接触体1的泊松比; ν_2 为接触体2的泊松比; E_1 为接触体1的弹性模量; E_2 为接触体2的弹性模量; E 为材料的弹性模量; ν 为材料的泊松比。

非线性阻尼系数为

$$D_{\text{mod}} = \frac{3K_n(1 - C_e^2)e^{2(1-C_e)}\delta^n}{4\dot{\delta}^{(-)}} \quad (26)$$

式中: n 为量化力-压痕关系非线性程度的指数。

而在球副的接触力模型中,偏心量 e 与接触点 r_k ($k = i, j$) 的表达式与式(12)和(16)相同。球副的接

触力为

$$\begin{bmatrix} F_x & F_y & F_z \end{bmatrix}^T = T_i F_N \quad (27)$$

式中: F_x 为 x 方向接触力; F_y 为 y 方向接触力; F_z 为 z 方向接触力; T_i 为罗德里格斯^[17]转换矩阵。

1.3 摩擦模型

库伦定律可以代表干接触表面之间最基本、简单的模型,由于摩擦是高度非线性的,库伦摩擦模型可能会导致数值计算变得困难。LuGre模型有效的解决了这一问题,且能有效预测摩擦的各种特性^[12]

$$F_T = \mu F_N \quad (28)$$

式中: F_T 为摩擦力; μ 为瞬时摩擦系数。

$$\mu = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 V_T \quad (29)$$

式中: σ_0 为刷毛刚度; z 为反应刷毛变形的状态变量; σ_1 为刷毛阻尼; σ_2 是与流体粘度相关的粘度摩擦系数; V_T 为轴承与轴颈之间的相对速度。

平均刷毛的偏转微分方程^[12]为

$$\frac{dz}{dt} = V_T - \frac{\sigma_0 z |V_T|}{\mu_k + (\mu_s - \mu_k) \left(\frac{V_T}{V_s}\right)^2} \quad (30)$$

式中: μ_k 为动摩擦系数; μ_s 为静摩擦系数; V_s 为Stribeck摩擦的特征速度。

将式(30)带入式(29)可得到瞬时摩擦系数。本文中摩擦模型的参数设定,根据 Muvengi的研究设定摩擦模型中的摩擦系数, $\sigma_0 = 10000 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, $\sigma_1 = 400 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, $\mu_k = 0.1$, $\mu_s = 0.2$, Stribeck速度 V_s 的值为碰撞最大切向速度的1%,由于间隙运动副的摩擦为干摩擦,故 $\sigma_2 = 0$ 。

1.4 用坐标缩并法求解动力学方程

式(11)是指标为3的2阶微分代数方程,一般的数值算法难以对其求解,主要的半解析思路有增广法与坐标分块法。本文将采用坐标分块法^[18](缩并法)对其进行求解。将广义坐标 Q 分为独立坐标 q 和非独立坐标 p ,将式(11)改写为

$$M^{pp} \ddot{p} + M^{pq} \ddot{q} + \Phi_p^T \lambda = -N^p + F^p \quad (31)$$

式中: M^{pp} 为关于独立坐标的质量矩阵; \ddot{p} 为独立坐标的2阶导数; M^{pq} 为关于独立坐标和非独立坐标的质量矩阵; \ddot{q} 为非独立坐标的2阶导数; Φ_p^T 为关于独立坐标的约束矩阵转置; λ 为拉格朗日乘子; N^p 为关于独立坐标的弹性力; F^p 为关于独立坐标的总力。

$$M^{qq} \ddot{q} + M^{qp} \ddot{p} + \Phi_q^T \lambda = -N^q + F^q \quad (32)$$

式中： M^p 为关于非独立坐标和独立坐标的质量矩阵； M^{qq} 为关于非独立坐标的质量矩阵； Φ_q^T 为关于独立坐标的约束矩阵转置； N^q 为关于非独立坐标的弹性力； F^q 为关于非独立坐标的总力。

$$\Phi_p \ddot{p} + \Phi_q \ddot{q} = \gamma \quad (33)$$

式中： Φ_p 为关于独立坐标的约束矩阵； Φ_q 为关于非独立坐标的约束矩阵。

通过式(31)和(32)消去展开 \ddot{p} 可得

$$\lambda = (\Phi_p^T)^{-1} [F^p - N^p - M^{pp} \ddot{p} - M^{pq} \ddot{q}] \quad (34)$$

$$\ddot{p} = \Phi_p^{-1} [\gamma - \Phi_q \ddot{q}] \quad (35)$$

将式(33)~(35)联立得

$$\hat{M}(q) \ddot{q} + \hat{N}(q, \dot{q}) = \hat{F} \quad (36)$$

$$\hat{M} = M^{qq} - M^{qp} \Phi_p^{-1} \Phi_q - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} [M^{pq} - M^{pp} \Phi_p^{-1} \Phi_q] \quad (37)$$

$$\hat{N} = N^q - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} N^p + [M^{qp} \Phi_p^{-1} - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} M^{pp} \Phi_p^{-1}] \gamma \quad (38)$$

$$\hat{F} = F^q - \Phi_q^T (\Phi_p^T)^{-1} F^p \quad (39)$$

经简化,最终式将只含有 q 、 \dot{q} 和 \ddot{q} 。

2 数值仿真与动力学模型的验证

2.1 无间隙条件下数值仿真

尾喷调节机构的几何与惯性特征见表2。在数值计算过程中,构件的几何与惯性特征对仿真程序的顺利运行有着非常关键的意义。调节片在全局坐标系下的转动速度与加速度可以通过对调节片转动角度求导获取。仿真无隙关节下的机构时,步长为0.001 s,仿真有隙关节下的机构时,求解步长为 $1e-6$ s。式(24)中弹性模量与泊松比分别设定为1.03 GPa与0.31,式(26)中 c_e 设定为0.6。

表2 尾喷调节机构的几何与惯性特性

部件	长度、半径/mm	质量/g	转动惯量/ ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)
作动筒	260	147	757
活塞杆	200	61	225
A9环	460	18277	2167000
调节杆	270	510	4000
调节片	170	1190	14000

考虑间隙与摩擦的尾喷调节机构求解如图4所示。当连接调节杆与调节片的关节出现间隙时,将数值计算零时刻的尾喷运动调节机构的关节中心设定

为重合。

2.2 数值模型验证

无间隙尾喷机构2种仿真方法结果对比如图5所示。在无间隙情况下,作动筒以加速度为30 mm/s²做加速直线运动,运动时间为2 s,将调节机构数值计算结果与Simscape仿真结果的对比如图5所示。在Simscape仿真中求解器选择ode4,步长设置为 $1e-3$ s。从图5中可见,计算得到的角位移与角速度曲线与Simscape仿真结果基本一致,位移和速度的最大误差分别为0.21%和0.24%。由此证明针对单级尾喷调节机构的动力学方程式(11)推导是正确的,并且数值仿真的结果是准确可靠的。

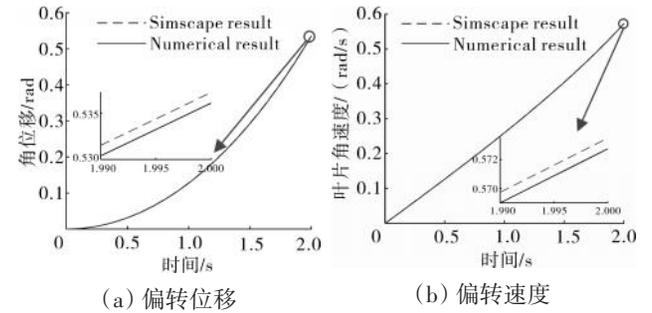


图5 无间隙尾喷机构2种仿真方法结果对比

3 数值仿真结果分析与讨论

当关节存在间隙时,随着机构的运动,轴颈会在轴承内环中自由运动,二者相互接触就会产生接触力,而接触力会对调节片工作的稳定性产生很大的影响。因此,分析间隙条件下调节机构的动力学特性对设计和排故工作至关重要。作动筒采用简谐驱动控制,驱动函数为 $15\pi \sin(0.5\pi t)$,其最大位移为60 mm,调节片的最大摆动角度为 30° ,满足了实际工程的需要。作动筒做往复运动,第4 s后回到起点,在先研究理想状态下,即不考虑重力与负载的情况下,运动副间隙在2种不同工况下对调节片动态特性的影响。

飞机在执行任务时会遇到各种突发情况,需要做空中翻转或加速偏转等飞行姿态。为了模拟飞机

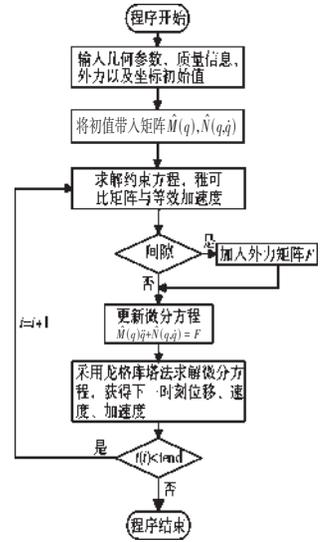


图4 考虑间隙与摩擦的尾喷调节机构求解

瞬时加速转向时调节片的受力状态,计算时在调节片上施加 1 kN 的瞬时负载力,等效气动力波动曲线如图 6 所示,计算分析了不同间隙对应的调节片偏转角度,不同间隙对应的调节片转动角度如图 7 所示。不同间隙下调节片的转动角速度和碰撞力如图 8、9 所示,稳定运行下负载波动力同间隙下碰撞力的峰峰值如图 10 所示。

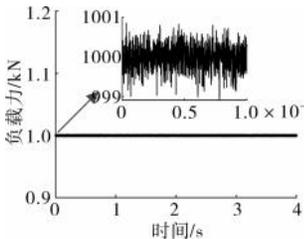


图 6 等效气动力波动曲线

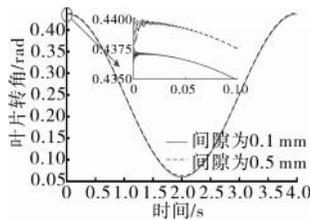


图 7 不同间隙对应的调节片转动角度

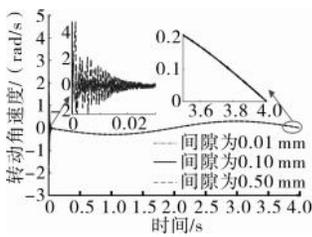


图 8 不同间隙下调节片转动角速度

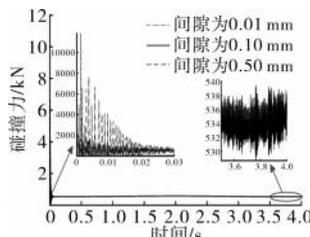


图 9 不同间隙下关节碰撞力

从图 8、9 中可见,当关节间隙为 0.01 mm 时,调节片的转动角速度和关节碰撞力的振动幅值相对于间隙值为 0.1 mm 和 0.5 mm 来说减小很多,但碰撞力的峰值为 2 kN 以上,依旧是不可忽略的。随着调节机构工作时间的增加,轴颈与衬套之间的间隙会随着磨损不断加大。从图 7 中可见,在不同间隙下的调节片转角曲线基本重合,最大偏差为 0.6%,表明转角对间隙值的变化并不敏感。从图 8 中可见,由于间隙的存在,运动状态突然发生变化时,调节片运行速度曲线会出现高频的振荡,且振荡时间较短,但峰值较高,而后由于摩擦力的存在,速度振荡很快就衰减进入稳定阶段,在稳定阶段调节片的速度曲线受负载振荡的影响有轻微的波动但幅度较小,表明间隙在状态突然改变时对机构的动力学特性影响明显,但对稳定阶段的机构运动学响应几乎不造成影响。可以看出运动状态改变初期(0 s < t < 0.1 s),间隙值越大,调节片运行速

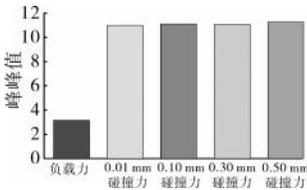


图 10 稳定运行下负载波动力同间隙下碰撞力的峰峰值

度振荡越剧烈,振荡幅值越大,振荡时间越长。从图 9 中可见,关节间隙导致了调节片在运行初始时刻会受到超高频的碰撞力冲击,碰撞力高频振荡持续时间短暂,且间隙值越大,间隙碰撞力就越大,进入稳定阶段的时间越长。其原因在于间隙值越大,轴颈在轴承内环中活动的空间越大,轴颈与轴承接触前可以积累更多的动能。因此,在碰撞之后二者之间的穿透量就越大,碰撞更为剧烈,恢复到稳定状态的时间就越长,阻尼也将消耗更多的能量,调节片运动进入稳定阶段的时间由于间隙的增大而增加。进入平稳运行阶段,可见负载力的波动对稳定阶段碰撞力的振动频率影响较大,虽然稳定阶段的碰撞力曲线振动频率很高但振动的幅值相对较小,对机构运行的稳定性影响较小。从图 10 中可见,碰撞力的峰峰值是负载波动力峰峰值的 3 倍,若负载力波动幅值小,则对机构运行的稳定性影响小,若负载波动幅值大,则会直接影响飞机飞行的平顺性。不同间隙下碰撞力的峰峰值几乎相同,表明间隙大小对碰撞力波动幅值的大小影响小。

4 尾喷运动调节机构整体机构仿真

在飞机飞行过程中会有不同的飞行姿态,这需要尾喷运动调节机构做出相应的动作,以改变尾喷口的面积或调节气流喷射的方向。针对调节机构调节喷射气流大小和方向,对尾喷运动调节机构的 4 个重要关节进行动力学仿真分析,整机模型重要关节如图 11 所示。

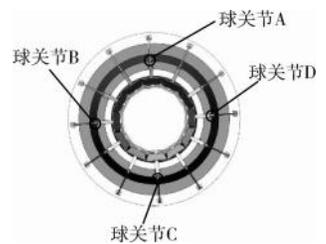


图 11 整机模型重要关节

4.1 收扩运动下调节机构关节受力分析

构建尾喷运动调节机构整机模型,当尾喷运动调节机构做收扩运动时,3 个作动筒同步运动,所有调节片同时向内做收缩运动或同时向外做扩张运动,关节间隙为 0.5 mm 时,收扩运动下有 4 个重要关节的碰撞力,收扩运动时重要关节的碰撞力如图 12 所示。从图中可见,4 个关节在初始碰撞时刻有剧烈的且短暂的振动,进入稳定

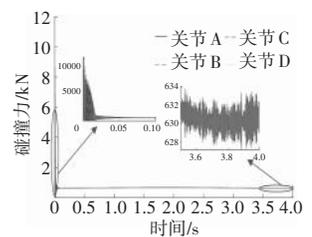


图 12 收扩运动时重要关节的碰撞力

期之后的碰撞力曲线就不会再产生波动,这一现象与单级尾喷运动调节机构研究所得出的现象一致,说明对单级调节机构进行的数值仿真所得出的结果是准确可信的。4个关节的碰撞力曲线峰值一致,可知当尾喷运动调节机构进行收扩运动时,其4个重要关节的受力情况一致。由此可进一步推测,当尾喷机构做收扩运动时,其所有关节的受力情况都是相同的。

4.2 偏转运动下调节机构关节受力分析

尾喷运动调节机构整机模型如图13所示。当3个作动筒U、V、W做异步运动时,即作动筒U向前移动,作动筒V和W同时向后移动,此时尾喷运动调节机构做绕Z轴的偏转运动。调节机构做绕Z轴的偏转运动时,4个重要关节的碰撞力如图14所示。从图中可见,关节C不论在初始碰撞期还是在稳定期,其碰撞力都是最大的。关节A在初始碰撞期碰撞力曲线和关节B和D几乎一致,但在稳定期关节A产生的碰撞力比关节B和D的大。而关节B和关节D不仅碰撞力曲线高度一致,且受力也是最小的。

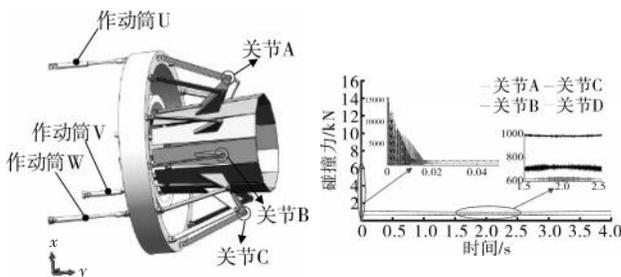


图13 尾喷运动调节机构整机模型 图14 偏转运动时重要关节的碰撞力

由此说明,在尾喷运动调节机构做绕Z轴的偏转运动时,关节C以及附近的关节产生的碰撞力是最大的,也是受摩擦磨损最严重的,此处关节更需要较高的加工精度和装配精度。关节A附近的关节产生的碰撞力次之,关节B和关节D附近的关节,即两侧调节片关节产生的碰撞力最小。

5 结论

(1)通过与Simscape仿真结果比较,间接验证了构建的尾喷运动调节机构动力学模型的准确性。

(2)飞机飞行状态发生改变时,关节间隙在机构运行初期会影响尾喷运动调节机构的运动精度,降低机构的稳定性与可靠性,但在稳定阶段,间隙不会明显影响调节机构的动态特性。关节在初始碰撞时所

产生的碰撞力最大,此时容易发生关节的磨损与点蚀。在大负载下,轴承与轴颈会有长时间的碰撞接触,容易加剧运动关节的磨损。在加工机构关节零件时需提高加工精度,在安装时需提高安装精度,减小间隙对于调节机构的影响。

(3)调节机构关节碰撞力的振动幅值为调节片负载力振动幅值的3倍,若负载力波动幅值小,则不会影响机构运行,若负载波动幅值大,则会直接影响飞机飞行的平顺性。而间隙对稳定阶段的碰撞力波动幅值影响小。

(4)尾喷运动调节机构做扩张运动时,各关节的碰撞力几乎相同。调节机构做上下偏转运动时,关节C附近的关节受到的碰撞力最大,关节A附近关节受力次之,关节B和D附近关节受力最小且碰撞曲线几乎一致。

参考文献:

- [1] Williams R G, Vittal B R. Fluidic thrust vectoring and throat control exhaust nozzle[C]//38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Indiana: AIAA, 2002: 1-11.
- [2] Deere K A, Berrier B L, Flamm J D. Computational study of fluidic thrust-vectoring using separation control in a nozzle[R]. AIAA-2003-3803.
- [3] 李建鹏, 赵志刚, 李有德, 等. 三环驱动轴对称矢量喷管喉道逆运动学建模[J]. 机械科学与技术, 2017, 36(4): 653-656.
LI Jianpeng, ZHAO Zhigang, LI Youde, et al. Inverse kinematics modeling for throat area of axial-symmetric vectoring exhaust nozzle driving by three rings[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2017, 36(4): 653-656. (in Chinese)
- [4] 柳亚冰, 符大伟, 蔡常鹏, 等. 轴对称矢量喷管空间运动学建模仿真[J]. 航空发动机, 2020, 46(6): 34-40.
LIU Yabing, FU Dawei, CAI Changpeng, et al. Modeling and simulation of spatial kinematics of axisymmetric vectoring nozzle[J]. Aeroengine, 2020, 46(6): 34-40. (in Chinese)
- [5] 闫世洲, 赵志刚, 霍树林. 轴对称矢量喷管喷口 Lagrange 动力学分析[J]. 机械科学与技术, 2019, 38(5): 809-815.
YAN Shizhou, ZHAO Zhigang, HUO Shulin. Lagrange dynamics analysis of axisymmetric vector nozzle[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2019, 38(5): 809-815. (in Chinese)
- [6] Flores P, Koshy C S, Lankarani H M, et al. Numerical and experimental investigation on multibody systems with revolute clearance joints[J]. Nonlinear Dynamics, 2011, 65(4): 383-398.
- [7] Hunt K H, Crossley F R E. Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact[J]. Journal of Applied Mechanics, 1957, 42(2): 440.

- [8] Lankarani H M, Nikravesh P E. A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of multibody systems[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1990, 112(3):369-376.
- [9] Flores P, Machado M, Silva M T, et al. On the continuous contact force models for soft materials in multibody dynamics[J]. *Multibody System Dynamics*, 2011, 25(3):357-375.
- [10] Bai Z F, Zhao Y. A hybrid contact force model of revolute joint with clearance for planar mechanical systems[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2013, 48:15-36.
- [11] Tan H Y, Hu Y J, Li L. Effect of friction on the dynamic analysis of slider-crank mechanism with clearance joint[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2019, 115:20-40.
- [12] Ambrósio J A C. Impact of rigid and flexible multibody systems: deformation description and contact models[J]. In *Virtual Nonlinear Multibody Systems*, 2003, 103:57-81.
- [13] Huang J, Zhang X H, Wang J, et al. Adaptive friction compensation of electromechanical servo system based on LuGre model[C]//2018 13th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA). Wuhan: ICIEA, 2018:2596-2600.
- [14] 高华, 翟敬宇, 张昊, 等. 考虑转动副特性的发动机静叶调节机构动态性能分析[J]. *动力学与控制学报*, 2022, 20(1):51-59.
- GAO Hua, ZHAI Jingyu, ZHANG Hao, et al. Dynamic performance analysis of engine vsv adjustment mechanism considering the characteristics of revolute joint[J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2022, 20(1):51-59. (in Chinese)
- [15] Ye K, Li L, Zhu H. A note on the Hertz contact model with nonlinear damping for pounding simulation[J]. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 2009, 38(9):1135-1142.
- [16] Flores P, Machado M, Silva M T, et al. On the continuous contact force models for soft materials in multibody dynamics[J]. *Multibody System Dynamics*, 2011, 25(3):357-375.
- [17] 罗翔, 刘志平. 任意旋转角三维坐标转换的微分罗德里格矩阵算法[J]. *河南理工大学学报(自然科学版)*, 2020, 39(5):30-35.
- LUO Xiang, LIU Zhiping. Differential Rodrigues matrix algorithm for three-dimensional coordinate[J]. *Journal of Henan Polytechnic University (Natural Science)*, 2020, 39(5):30-35. (in Chinese)
- [18] Ha J, Fung R, Chen K, et al. Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 289(4-5):1019-1044.

(编辑: 兰海青)

考虑编织角动态变化的 3 维编织碳/碳复合材料 高温剩余刚度模型

杨兴林¹, 张昇雨¹, 陈波¹, 马炳杰², 邢雪²

(1. 江苏科技大学 能源与动力学院, 江苏镇江 212003; 2. 中国船舶集团有限公司 第七一一研究所, 上海 201108)

摘要: 为研究 3 维编织碳/碳复合材料在高温环境下的疲劳特性, 建立了一种编织角与循环数相关的编织角动态变化模型, 将其引入考虑温度的单向复合材料剩余刚度模型中, 根据应力、编织角的变化以及温度等因素的影响, 建立了 3 维编织复合材料高温疲劳剩余刚度模型。在 700 °C 的大气环境下, 对添加抗氧化涂层的 3 维编织碳/碳复合材料进行了拉-拉疲劳试验, 获取了剩余刚度、剩余强度以及试验段长度等参量。结果表明: 在 700 °C 下 3 维编织碳/碳复合材料在拉-拉疲劳加载初期的剩余刚度显著提高, 然后保持稳定, 在接近疲劳寿命时突降; 剩余强度经 10⁵ 循环后比初始强度提高了 19.75%; 在疲劳过程中的迟滞回线面积随着循环数的增加逐渐增大; 高温剩余刚度模型对 700 °C 下剩余刚度试验数据拟合度较高, 且通过编织角动态变化模型求得的不同循环数下编织角模拟值与试验值的误差小于 5%。

关键词: 3 维编织; 碳/碳复合材料; 高温疲劳; 剩余刚度; 编织角

中图分类号: V250.3

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.010

High Temperature Residual Stiffness Model of 3D Braided Carbon/Carbon Composites Considering Dynamic Braiding Angle Changes

YANG Xing-lin¹, ZHANG Sheng-yu¹, CHEN Bo¹, MA Bing-jie², XING Xue²

(1. School of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang Jiangsu 212003, China;

2. CSSC Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108, China)

Abstract: In order to study the fatigue characteristics of 3D braided C/C composites under elevated temperature, a model of dynamic changes of braiding angle related to the number of cycles was established, which was introduced into the residual stiffness model of unidirectional composites considering temperature, and then the high-temperature fatigue residual stiffness model of 3D braided composites was established considering factors such as stress changes, braiding angle changes, and temperature. Tensile-tensile fatigue tests were conducted at an atmospheric environment of 700 °C to obtain the residual stiffness, residual strength, and length change of specimen section on 3D braided C/C composites with anti-oxidation coating. The results show that at 700 °C, the residual stiffness of 3D braided C/C composites with anti-oxidation coating in the tensile-tensile fatigue increases significantly in the initial loading period, then remains stable, and experiences a sudden decrease when approaching fatigue life. After 105 cycles, the residual strength of 3D braided C/C composites increases by 19.75% compared with its initial strength; The area of the hysteresis loop during the fatigue process gradually increases with the increase of the number of cycles. The high-temperature residual stiffness model fits well to the residual stiffness test data at 700 °C. The error between the simulated value of the braiding angle under different cycles by the model considering dynamic braiding angle changes and the experimental value is less than 5%.

Key words: 3D braiding; C/C composites; high temperature fatigue; residual stiffness; braiding angle

0 引言

复合材料具备优异的力学性能以及高比刚度、高

比强度性能和抗疲劳性能。碳/碳复合材料不仅拥有复合材料的优点, 且具备耐高温、耐腐蚀能力。3 维编织因其特殊的内部结构, 相对于复合材料层合板,

收稿日期: 2022-12-05 基金项目: 江苏科技大学科研启动资金(1142931905)资助

作者简介: 杨兴林(1964), 男, 博士, 教授。

引用格式: 杨兴林, 张昇雨, 陈波, 等. 考虑编织角动态变化的 3 维编织碳/碳复合材料高温剩余刚度模型[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 72-78. YANG Xinglin, ZHANG Shengyu, CHEN Bo, et al. High temperature residual stiffness model of 3D braided carbon/carbon composites considering dynamic braiding angle changes[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 72-78.

层间性能大幅度提高^[1-2],疲劳特性更加优异,因此,3维编织碳/碳复合材料的发展前景较为广阔,未来可应用于航空、车船、医疗器械等国防和民用领域^[3-4]。

受应用环境、载荷水平、结构特点等因素影响,3维编织碳/碳复合材料高温疲劳行为的演化及损伤机理非常复杂。加之碳/碳复合材料在高温环境下易发生氧化,受当前高温抗氧化水平限制,碳/碳复合材料在高温环境下的疲劳特性试验研究开展较少,尤其是3维编织碳/碳复合材料在高温作用下的疲劳相关理论及预测方法研究较难突破。胡殿印等^[5]模拟了给定应力条件下的疲劳迟滞回线,与试验数据对比,进一步建立编织复合材料疲劳寿命预测方法;李筱暄等^[6]总结对比了在不同高温条件下抗氧化涂层3维编织碳/碳复合材料的性能;Wei等^[7]建立了一种渐进损伤模型,用以预测3维编织碳/碳复合材料拉伸行为下的损伤;Liu等^[8-9]对不同高温条件下含抗氧化涂层碳/碳复合材料进行层合板拉-拉疲劳试验,以及不同应力水平的试验件疲劳试验,表明材料刚度退化情况与应力水平成正比,上述学者开展了碳/碳复合材料高温疲劳试验研究,从试验数据方面论述了碳/碳复合材料高温疲劳特性,但并没有从理论上说明碳/碳复合材料高温疲劳损伤的演化过程;朱元林等^[10-11]基于 0° 、 $\pm 45^\circ$ 方向对层合板3维编织碳/碳复合材料开展了室温状态下的拉-拉疲劳试验,建立并完善了3维编织碳/碳复合材料的纵向和剪切剩余刚度、强度模型,该模型在Yang^[12]的基础上添加了应力水平对其影响;廖晓玲^[13]的碳/碳复合材料拉-拉疲劳试验表明,高温下的碳/碳复合材料承载能力和应变能力较好。以上文献从理论上研究了室温环境下碳/碳复合材料的疲劳损伤机理,但没有考虑温度的疲劳损伤影响。

本文在 700°C 下开展了含涂层3维编织碳/碳复合材料拉-拉疲劳试验,建立了一种随循环数变化的编织角动态变化模型及3维编织碳/碳复合材料高温疲劳剩余刚度模型,并对2种模型的有效性进行了验证。

1 碳/碳复合材料纤维束高温剩余刚度模型

在复合材料疲劳损伤研究中,描述损伤量的大小需引入损伤因子^[14]

$$D_E = \frac{E_0 - E(n)}{E_0 - E(N)} \quad (1)$$

式中: E_0 为材料的初始刚度值; $E(N)$ 为材料失效时的临界刚度; $E(n)$ 为材料在 n 次疲劳循环过程后的剩余刚度。

D_E 可以用 $f\left(\frac{n}{N}\right)$ 表示, n/N 表示寿命比,则式(1)

可以表述为

$$D_E = \frac{E_0 - E(n)}{E_0 - E(N)} = f\left(\frac{n}{N}\right) \quad (2)$$

式(2)的正则化形式可表示为

$$\frac{E(n)}{E_0} = 1 - \left(1 - \frac{E(N)}{E_0}\right) f\left(\frac{n}{N}\right) \quad (3)$$

根据大量疲劳试验和研究报告^[14-16]可知,复合材料的刚度退化趋势一般只在初期和末期呈现快速下降状态,而在中期保持平缓。文献[17]建立了一种能够较好地体现复合材料刚度特性的3个阶段的模型,其具体理论公式为

$$D_E = q\left(\frac{n}{N}\right)^{m_1} + (1-q)\left(\frac{n}{N}\right)^{m_2} \quad (4)$$

式中: q 、 m_1 、 m_2 为试验参数。

联立式(1)~(4),则剩余刚度退化模型可表示为

$$\frac{E(n)}{E_0} = 1 - \left(1 - \frac{E(N)}{E_0}\right) \left[q\left(\frac{n}{N}\right)^{m_1} + (1-q)\left(\frac{n}{N}\right)^{m_2} \right] \quad (5)$$

试验研究表明,碳/复合材料的力学性能会因环境温度以及高温热处理温度的变化而变化。并且文献[17]指出, q 作为试验参数,可采用指数函数进行描述。文献[18-19]采用了考虑应力水平、温度参数的指数函数描述了 q 参数,并取得了较好的效果。由于碳/碳复合材料的高温疲劳特性与应力水平、环境温度、热处理温度有关,本文对参数 q 进行了多参数的数学描述,提出了一种考虑应力水平、热处理温度、温度影响的构造方法,参数 q 定义为

$$q = p^{a_1} \left(\frac{T_m - T}{T_m - T_0} \right)^{b_1} \quad (6)$$

式中: a_1 、 b_1 为试验参量; T_m 为碳/碳复合材料热处理温度; T_0 为室温; p 为应力水平, $p = \sigma_{max}/\sigma_U$,其中 σ_{max} 为应力峰值, σ_U 为拉伸强度。

Lee^[20]建立的模型针对温度波动对层合板疲劳及损伤程度的影响机理进行了定量研究,得到了 $E(N)$ 和 E_0 的函数关系,本文在该模型的基础上进行修正,即

$$\frac{E(N)}{E_0} = \left(\frac{T_m - T}{T_m - T_0} \right)^c \left(\frac{p}{d_1} \right)^{d_2} \quad (7)$$

式中: c, d_1, d_2 为试验参数。

联立式(5)~(7),可以得到考虑环境温度、应力水平、热处理温度的碳/碳复合材料纤维束高温剩余刚度模型

$$\frac{E(n,p,T)}{E(0,T)} = 1 - \left[1 - \left(\frac{T_m - T}{T_m - T_0} \right)^c \left(\frac{p}{d_1} \right)^{d_2} \right] \left[p^{a_1} \left(\frac{T_m - T}{T_m - T_0} \right)^{b_1} \left(\frac{n}{N} \right)^{m_1} + \left[1 - p^{a_1} \left(\frac{T_m - T}{T_m - T_0} \right)^{b_1} \right] \left(\frac{n}{N} \right)^{m_2} \right] \quad (8)$$

2 3维编织碳/碳复合材料编织角动态模型及高温剩余刚度模型

朱元林等^[10-11]、廖晓玲^[13]在开展3维编织碳/碳复合材料室温疲劳试验时发现:(1)3维编织碳/碳复合材料在承受疲劳载荷后,其剩余强度得到强化;(2)若3维编织碳/碳复合材料疲劳循环数超过 10^4 ,则材料不会发生断裂;(3)3维编织碳/碳复合材料在疲劳加载过程中表现出应力松弛现象;(4)相比于静拉伸,疲劳破坏后的断口更为松散。通过上述3维编织碳/碳复合材料的疲劳特性可以推断,在疲劳加载过程中,3维编织碳/碳复合材料存在一定的结构变化,进而影响了疲劳特性。综合3维编织碳/碳复合材料疲劳演化过程中的宏观表现、应变数据特征、断口形式,本文认为由于3维编织碳/碳复合材料基体强度远低于纤维,在疲劳载荷作用下基体率先发生失效,并降低了固定纤维束的能力,造成纤维预制体的编织角在疲劳载荷作用下逐渐减小。通过监测3维编织碳/碳复合材料试验件长度可知,试验件长度逐渐被拉长,进一步验证了本文猜想。

本文通过分析编织角变化的试验数据发现,编织角随循环数的变化规律与chapan函数相近

$$y = a(b - e^{-x})^\beta \quad (9)$$

文献[17]认为疲劳损伤退化函数为指数形式,可令 $a=m^d$,则式(9)可转化为本文提出的编织角随循环数变化的数学关系,将其定义为编织角动态模型

$$\frac{\gamma(n_1/N_1)}{\gamma(0)} = \left(\alpha e^{-\frac{n_1}{N_1}} + k \right)^\beta \quad (10)$$

式中: $\gamma(0)$ 为试验件初始编织角; n_1/N_1 为正则化循环数, $\gamma(n_1/N_1)$ 为该循环数下试验件编织角, α, β, k 为试

验参数。

令

$$g\left(\frac{n_1}{N_1}\right) = \left[r \left(\frac{n_1}{N_1} \right)^{l_1} + (1-r) \left(\frac{n_1}{N_1} \right)^{l_2} \right] \frac{\gamma(n_1/N_1)}{\gamma(0)} \quad (11)$$

式中: r 为损伤试验参数; l_1, l_2 为循环试验参数。

则考虑编织角变化的3维编织碳/碳复合材料高温剩余刚度模型为

$$\frac{E(n,p,T)}{E(0,T)} = 1 - \left(\alpha e^{-\frac{n}{N}} + k \right)^\beta \left[1 - \left(\frac{T_m - T}{T_m - T_0} \right)^c \left(\frac{p}{d_1} \right)^{d_2} \right] \left[p^{a_2} \left(\frac{T_m - T}{T_m - T_0} \right)^{b_2} \left(\frac{n}{N} \right)^{l_1} + \left[1 - p^{a_2} \left(\frac{T_m - T}{T_m - T_0} \right)^{b_2} \right] \left(\frac{n}{N} \right)^{l_2} \right] \quad (12)$$

式(11)所建立的模型中有 $\alpha, \beta, k, c, d_1, d_2, a_2, b_2, l_1, l_2$ 共10个参数。其中 α, β, k 与编织角相关; c, b_2 与环境温度和热处理温度相关; a_2, d_1, d_2 与应力水平相关。

由于无法直接获取疲劳加载过程中的编织角试验数据,因此式(10)无法直接通过数据拟合确定。而3维编织碳/碳复合材料高温剩余刚度试验数据能够满足剩余刚度模型的拟合要求,因而可先对3维编织碳/碳复合材料高温剩余刚度模型进行试验数据拟合,确定式(12)相关参数,从而间接获取式(10)相关参数。

为验证上述方法所获取式(10)参数的有效性,在试验过程中对试验件的长度进行监测,确认花节长度(3维编织复合材料的单胞长度)实时变化的关系式为

$$h\left(\frac{n}{N}\right) = \frac{H(n/N)}{t} \quad (13)$$

式中: $H(n/N)$ 为试验件的长度; t 为试验件长度方向包含的花节数量。

假设3维编织复合材料纤维束截面形状为椭圆形,那么花节长度与编织角的关系^[21]为

$$h\left(\frac{n}{N}\right) = \frac{8B_1}{\tan\left[\gamma\left(\frac{n}{N}\right)\right]} \quad (14)$$

式中: $h(n/N)$ 为花节长度随循环数的变化值; B_1 为椭圆形纤维束截面横轴值。

3 3维编织碳/碳复合材料高温疲劳试验

3.1 试验件制备

试验选用的试验材料为T300、3K碳纤维,并经

1×1 4步编织法编织获得预制体。在其浇注树脂后经高温热处理、常压碳化、高压碳化及石墨化后得到碳/碳复合材料。其中高温热处理温度为2200 °C,碳化阶段为4个周期。为降低高温氧化腐蚀,对试验件表面添加抗氧化涂层,涂层主要成分为含有硅、磷元素的物质。在测验件表面均匀涂抹溶解涂层,在大约700 °C下烧结5~7天。3维编织碳/碳复合材料试验件尺寸为250 mm×25 mm×4 mm。该试验件照片如图1所示,试验件参数见表1。



图1 3维编织碳/碳复合材料试验件

表1 3维编织碳/碳复合材料试验件参数

编织角 $\gamma/(\text{°})$	花节长度 h/mm	体积密度 $\rho_v/(\text{g}/\text{cm}^3)$	纤维体积分 数 $\varphi_f/\%$	孔隙率 $f_p/\%$
22	4.5	1.81	50	9.3

3.2 疲劳试验测试条件

本文在MTS-633设备上完成3维编织碳/碳复合材料拉-拉疲劳试验。加热测量装置为MTS(Muti-Test System)疲劳试验机自带的高温炉,温度监测主要采用表面捆绑式热电偶完成,应变采集通过引伸计完成,引伸计标距为12 mm,力传感器最大量程为10 kN。疲劳测试条件见表2。3维编织碳/碳复合材料高温拉-拉疲劳试验现场如图2所示。

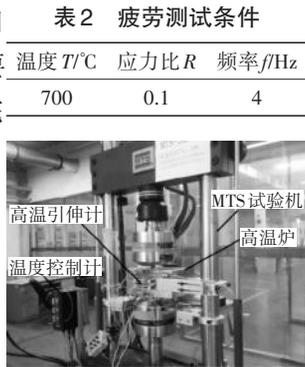


图2 3维编织碳/碳复合材料拉-拉疲劳试验现场

表2 疲劳测试条件

温度 $T/^\circ\text{C}$	应力比 R	频率 f/Hz
700	0.1	4

4 试验结果及讨论

4.1 疲劳寿命

对3维编织碳/碳复合材料在700 °C下开展了应力水平分别为拉伸强度的90%、87%、85%的拉-拉疲劳试验,3维编织碳/碳复合材料在700 °C下的拉-拉疲劳试验结果见表3。从表中可见,编号6、7经 5×10^5 个循环后未拉断,对表中试验数据1~5进行线性拟合,拟合公式为 $y=-0.04x+0.9977$,通过数据拟合得到的3维编织碳/碳复合材料疲劳寿命S-N曲线如图3所示。

从表3和图3中可见,当应力水平从85%降低到83%时,寿命从5317循环上升至大于 5×10^5 循环。即

表3 3维编织碳/碳复合材料在700 °C下拉-拉疲劳试验结果

试验件 编号	应力水 平 $p/\%$	最大应力 $\sigma_{\text{max}}/\text{MPa}$	最小应力 $\sigma_{\text{min}}/\text{MPa}$	寿命 N	$\lg N$
1	90	190.82	19.08	278	2.44
2	90	190.82	19.08	338	2.53
3	87	184.46	18.45	944	2.97
4	87	184.46	18.45	1573	3.20
5	85	180.22	18.02	5317	3.73
6	83	175.98	17.60	$>5\times 10^5$	>5.70
7	83	175.98	17.60	$>5\times 10^5$	>5.70

在700 °C下,3维编织碳/碳复合材料在抗氧化涂层保护下可以承受较高应力水平的疲劳载荷,且存在寿命突变,这与文献[10-11,13]中室温下3维编织碳/碳复合材料所反映的拉-拉疲劳特性类似。

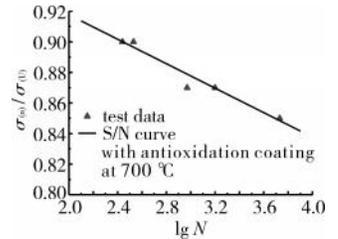


图3 3维编织碳/碳复合材料疲劳寿命S-N曲线

4.2 迟滞回线

3维编织碳/碳复合材料在700 °C下拉-拉疲劳过程中的迟滞回线如图4所示。从图中可见,材料的迟滞环面积随着循环数的增加而增大,即在疲劳载荷作用下的3维编织碳/碳复合材料会出现“应力松弛”现象。根据文献[22]中单向碳纤维在700 °C下

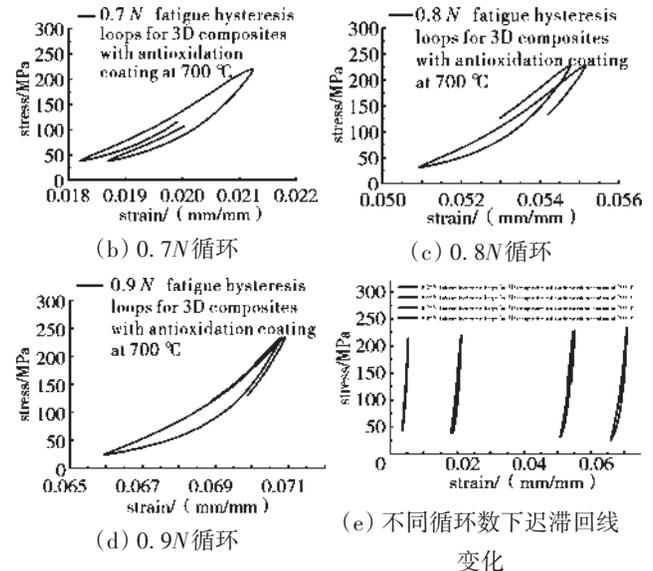


图4 不同循环数下3维编织碳/碳复合材料在700 °C下拉-拉疲劳过程中的迟滞回线

拉伸试验可知,碳纤维在该环境下的拉伸断裂应变低于0.005。因此该现象进一步说明3维编织碳/碳复合材料在疲劳载荷加载过程中存在明显结构变形。

4.3 在700 °C下3维编织碳/碳复合材料高温剩余刚度模型验证

利用式(12)可以对3维编织碳/碳复合材料应力水平为85%、87%的剩余刚度试验数据曲线进行拟合,在700 °C下3维编织碳/碳复合材料刚度退化模型的拟合结果如图5所示,其拟合参数见表4。

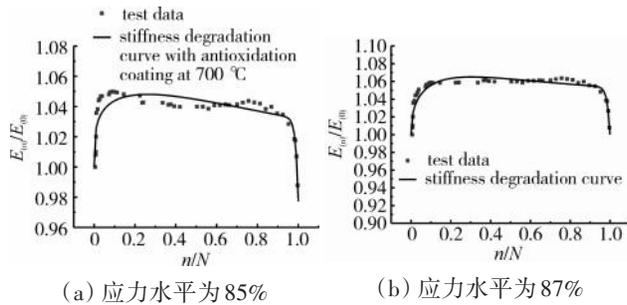


图5 不同应力水平条件下在700 °C下3维编织碳/碳复合材料刚度退化模型的拟合结果

表4 在700 °C下3维编织碳/碳复合材料刚度退化模型的拟合参数

当应力水平为85%时										
α	β	k	c	d_1	d_2	a_2	b_2	l_1	l_2	
0.045	49.481	0.971	-0.020	0.784	-0.572	-6.300	0.156	79.423	0.367	
当应力水平为87%时										
α	β	k	c	d_1	d_2	a_2	b_2	l_1	l_2	
0.011	165.286	0.965	-0.051	0.798	-0.482	-25.365	-6.838	74.841	0.420	

从图5中可见,试验件的剩余刚度在0.1N的循环内迅速提升,可达初始值的1.05倍,随后其剩余刚度水平又重新趋于相对稳定阶段,当循环数与试验材料疲劳寿命相接近时,材料的剩余刚度发生突降。通过图5中刚度试验数据可知,3维编织碳/碳复合材料在疲劳载荷作用下,编织角发生变化,导致3维编织碳/碳复合材料中碳纤维走向趋近纵向,从而使3维编织碳/碳复合材料的刚度得到一定提升。又由于应力水平较高,纤维逐渐损伤,这一阶段3维编织碳/碳复合材料剩余刚度较为平稳或缓慢下降,并在纤维损伤达到一定程度时,3维编织碳/碳复合材料发生最终破坏。此外,3维编织碳/碳复合材料在疲劳加载时由于存在以上结构变化特点,因此能够抵抗较高应力水平的疲劳载荷。当疲劳载荷低于一定值时,由于编织角被拉小,3维编织碳/碳复合材料的整体强度得到提升,原有的应力水平不足以造成纤维损伤,造成应力

水平在该值附近变化时,寿命存在较大范围的“跳跃”。这进一步表明3维编织碳/碳复合材料在高温作用下能够保持良好的抗疲劳性能。

为了验证本文建立的编织角动态模型,监测了3维编织碳/碳复合材料在85%应力水平、700 °C下拉-拉疲劳前0.9N循环的花节长度变化,并通过式(10)、(13)、(14)对花节高度进行计算,对比预测值和测量值,以验证模型的有效性。相关数据见表5。

表5 3维编织碳/碳复合材料在700 °C下拉-拉疲劳过程中花节长度变化

n	n/N	试验件工作段 长度测量值/mm	花节长度 $h(n/N)$ /mm		
			预测值	测量值	误差/%
1	0.0007	100.21	4.623	4.438	4.17
286	0.2	100.44	4.661	4.439	5.00
572	0.4	100.61	4.668	4.447	4.97
857	0.6	100.75	4.674	4.453	4.96
1143	0.8	100.88	4.680	4.459	4.96
1286	0.9	100.97	4.682	4.463	4.90

花节长度在 10^5 循环内预测值与测量值的变化对比如图6所示。

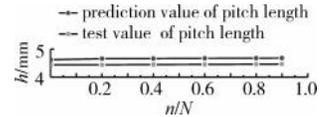


图6 花节长度预测值与测量值的比较

从表5和图6中可见,预测值与测量值误差均小于5%,说明本文所建模型可靠且预测精度较高。

编织角随循环次数的变化规律如图7所示。从图中可见,编织角随循环次数的增加逐渐减小,且减小趋势逐渐减弱。在疲劳

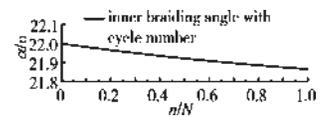


图7 编织角随循环次数的变化规律

加载初期,编织角减小速率较快,纤维束逐渐与载荷方向接近,3维编织碳/碳复合材料的剩余刚度在这段时期内得到强化。随后编织角减小速率变慢,且在较高的应力水平下,3维编织碳/碳复合材料中纤维开始发生渐进损伤,这段时期内3维编织碳/碳复合材料的剩余刚度趋于稳定。当循环数接近疲劳寿命时,3维编织碳/碳复合材料中纤维损伤达到断裂条件,剩余刚度发生突降,材料发生突然破坏,并最终完全断裂。

4.4 剩余强度

在高温700 °C、应力水平为83%的条件下,开展了3维编织碳/碳复合材料 10^5 循环后的剩余强度试验,3维编织碳/碳复合材料的剩余强度与静强度的关系如图8所示。从图中可见,3维编织碳/碳编织复合

材料在700℃下的静拉伸强度为212.02 MPa,经过 10^5 循环后,剩余抗拉强度为253.90 MPa,材料强度提升了19.75%。3维编织碳/碳复合材料疲劳加载后强度提升的原因同样与其疲劳加载中编织角变化有关,编织角减小后,试验件中纤维方向更接近纵向,使试验件拉伸强度更接近纤维强度,从而提升了3维编织碳/碳复合材料整体的剩余强度。

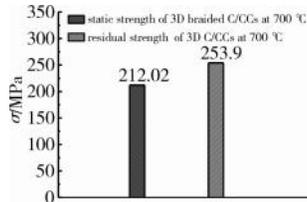


图8 3维编织碳/碳复合材料剩余强度与静强度的关系

5 结论

(1)建立并完善了3维编织碳/碳复合材料高温疲劳剩余刚度模型。通过3维编织碳/碳复合材料高温疲劳剩余刚度模型对试验数据的拟合获得编织角动态模型的试验参数,并通过测量花节长度在疲劳加载过程中的变化实现对编织角动态模型的验证。

(2)对有涂层3维编织碳/碳复合材料在700℃下进行了拉-拉疲劳试验。试验结果表明:3维编织碳/碳复合材料在700℃下拉-拉疲劳极限为83%拉伸极限;材料在拉-拉疲劳过程中迟滞环面积逐渐增大;3维编织碳/碳复合材料在700℃下拉-拉疲劳过程中剩余刚度曲线在前10%循环内迅速提高,而后保持稳定,在后10%循环内发生突降,直至试验件完全拉断。

(3)本文所建立的剩余刚度模型能够反映3维编织碳/碳复合材料在700℃下的剩余刚度变化;花节长度的测量值与预测值偏差范围小于5%,表明预测模型可靠。剩余强度试验结果表明:3维编织碳/碳复合材料经疲劳加载后拉伸强度可得到强化。

(4)受高温试验条件和研究经费限制,目前还未开展更高温度的疲劳测试,在后续的工作中将开展多温度点,尤其是1000℃以上3维编织碳/碳复合材料的疲劳性能测试,从而进一步检验本文预测模型的适用性。

参考文献:

[1] 董孚允,王春敏,董娟.三维纺织复合材料的发展和应用[J].纤维复合材料,2001,37(3):37-40.
DONG Fuyun, WANG Chunmin, DONG Juan. Development and application of 3D textile composites[J].Fiber Composites,2001,37(3):37-40.(in Chinese)

[2] 杨尊社,卢刚认,曲德全,等.C/C复合材料的磷酸盐与硼系涂料的抗氧化研究[J].材料保护,2001,34(3):12-13.
YANG Zunshe, LU Gangren, QU Dequan, et al. Anti-oxidation of phosphate and boron contained coatings for C/C composite brake material[J].Materials Protection,2001,34(3):12-13.(in Chinese)

[3] 李贺军,曾燮榕,李克智.炭/炭复合材料研究应用现状及思考[J].炭素技术,2001(5):24-27.
LI Hejun, ZENG Xierong, LI Kezhi. Some considerations on the R&D of carbon-carbon composites[J].Carbon Techniques,2001(5):24-27.(in Chinese)

[4] 李爱军,李贺军,李克智,等.C/C复合材料CVI工艺人工神经网络建模[J].中国科学(E辑),2003,33(3):209-216.
LI Aijun, LI Hejun, LI Kezhi, et al. Artificial neural network modeling of CVI process for C/C composites[J].Science in China (Series E),2003,33(3):209-216.(in Chinese)

[5] 胡殿印,张泽帮,张龙,等.陶瓷基复合材料疲劳寿命预测方法[J].航空发动机,2017,43(4):17-22.
HU Dianyin, ZHANG Zebang, ZHANG Long, et al. Fatigue life prediction method for ceramic matrix composites[J].Aeroengine,2017,43(4):17-22.(in Chinese)

[6] 李筱喧,付前刚,胡逗.碳/碳复合材料表面等离子喷涂高温抗氧化涂层研究进展[J].西北工业大学学报,2022,40(3):465-475.
LI Xiaoxuan, FU Qiangang, HU Dou. Research progress of plasma sprayed high temperature oxidation resistant coatings on carbon/carbon composites[J].Journal of Northwestern Polytechnical University,2022,40(3):465-475.(in Chinese)

[7] Wei K L, Shi H B, Tang M, et al. A new progressive damage model for predicting the tensile behavior of the three-dimensional woven carbon/carbon composites using micromechanics method[J]. International Journal of Damage Mechanics,2022,31(2):294-322.

[8] Liu C, Cheng L, Luan X, et al. Real-time damage evaluation of a SiC coated carbon/carbon composite under cyclic fatigue at high temperature in an oxidizing atmosphere[J]. Materials Science and Engineering,2009,524(1-2):98-101.

[9] Liu C, Cheng L, Luan X, et al. High-temperature fatigue behavior of SiC-coated carbon/carbon composites in oxidizing atmosphere[J]. Journal of the European Ceramic Society,2009,29(3):481-487.

[10] 朱元林,温卫东,刘礼华,等.碳/碳复合材料疲劳损伤失效试验研究[J].复合材料学报,2016,33(2):386-393.
ZHU Yuanlin, WEN Weidong, LIU Lihua, et al. Experimental study on fatigue damage failure of carbon/carbon composites[J].Acta Materiae Compositae Sinica,2016,33(2):386-393.(in Chinese)

[11] 朱元林.C/C复合材料疲劳寿命预测与分析方法研究[D].南京:南京航空航天大学,2012.
ZHU Yuanlin. Study on fatigue life prediction and analysis methods of C/C composites[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2012.(in Chinese)

[12] Yang J N, Jones D L, Yang S H, et al. A stiffness degradation model for

- graphite/epoxy laminates[J]. *Journal of Composite Materials*, 1990, 24: 753-769.
- [13] 廖晓玲. 三维编织 C/C 复合材料的疲劳行为以及损伤演变研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
- LIAO Xiaoling. Fatigue behavior and damage evolution of three dimensional braided C/C composites[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [14] Shokrich M M, Lessard L B. Multiaxial fatigue behaviour of unidirectional plies based on uniaxial fatigue experiments- II: experimental evaluation[J]. *International Journal of Fatigue*, 1997, 19: 209-217.
- [15] Yao W X, Himmel N. A new cumulative fatigue damage model for fibre-reinforced plastics[J]. *Composites Science and Technology*, 2000, 60(1): 59-64.
- [16] Han K S, Hwang W. Fatigue life prediction and failure mechanisms of composite materials[J]. *Advanced Composite Materials*, 1992, 2(1): 29-50.
- [17] Mao H, Mahadevan S. Fatigue damage model of composite materials[J]. *Composite Structures*, 2002, 58(4): 405-410.
- [18] Song J, Wen W D, Cui H T. Fatigue life prediction model of 2.5D woven composites at various temperatures[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2018, 32(2): 310-329.
- [19] 邱睿, 温卫东, 崔海涛. 考虑纤维体积分量的单向层合板材料退化模型[J]. *材料科学与工程学报*, 2013, 31(5): 728-731.
- QIU Rui, WEN Weidong, CUI Haitao. Material degradation models of unidirectional laminas considering fiber volume fraction[J]. *Journal of Materials Science and Engineering*, 2013, 31(5): 728-731. (in Chinese)
- [20] Lee J H. An experimental and analytical investigation of the stiffness degradation of graphite/epoxy composite laminates under cyclic loading[D]. Washington: The George Washington University, 1989.
- [21] Chen L, Tao X M, Choy C L. On the micro structure of three-dimensional braided preforms[J]. *Composites Science and Technology*, 1999, 59: 391-404.
- [22] 陈波, 翁少东, 温卫东, 等. 单向碳/碳复合材料高温拉伸行为失效机理研究[J]. *复合材料科学与工程*, 2021, (2): 91-96.
- CHEN Bo, WENG Shaocong, WEN Weidong, et al. Study on failure mechanism of tensile behavior of unidirectional carbon/carbon composites at high temperature[J]. *Composites Science and Engineering*, 2021, (2): 91-96. (in Chinese)

(编辑: 刘 静)

基于混合有限元模型的航空发动机主轴承剥落故障仿真分析方法

吴英祥¹, 尉询楷², 冯国全¹, 赵紫豪³, 李伦绪³, 陈果⁴

(1. 中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015; 2. 北京航空工程技术研究中心, 北京 100076;
3. 南京航空航天大学民航学院, 南京 210016; 4. 南京航空航天大学通用航空与飞行学院, 江苏溧阳 213300)

摘要:高保真的整机实体有限元模型可以逼真地反映航空发动机整机振动特性,但是难以考虑复杂的滚动轴承故障动力学模型,且其计算量太大,不能胜任主轴承故障激励下的整机非线性动力学仿真。为了有效地进行发动机主轴承的故障诊断,开展了主轴承剥落故障激励下的整机振动响应机理研究,提出了一种基于整机实体有限元模型和整机梁单元有限元模型的主轴承故障动力学混合仿真分析方法。利用整机梁单元模型仿真分析得到主轴承故障激励下与机匣相连接的主轴承支反力,在整机实体有限元模型中去除转子实体有限元模型,将支反力直接施加到各支承处的轴承座上,利用瞬态响应分析方法获取主轴承故障激励下的整机振动响应,并利用整机梁单元模型进行了方法验证。结果表明:利用混合有限元仿真方法获取了航空发动机主轴承故障激励下的仿真信号,误差均不超过1%,表明了所提出方法的正确有效性。

关键词:主轴承;剥落故障;动力学仿真;有限元;航空发动机

中图分类号:V229+2

文献标识码:A

doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.011

A Spalling Fault Simulation Method of Aeroengine Main Bearing Based on Hybrid Finite Element Model

WU Ying-xiang¹, WEI Xun-kai², FENG Guo-quan¹, ZHAO Zi-hao³, LI Lun-xu³, CHEN Guo⁴

(1. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China;

2. Beijing Aviation Engineering and Technology Research Center, Beijing 100076, China;

3. College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

4. College of General Aviation and Flight, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Liyang Jiangsu 213300, China)

Abstract: A high-fidelity whole engine solid finite element model can realistically reflect the vibration characteristics of the aeroengine, however, it is difficult to take into account the complex dynamic model rolling element bearing fault, and its computational workload is too large to handle the whole engine nonlinear dynamic simulation under the excitation of main bearing spalling faults. In order to effectively diagnose main bearing faults, it is crucial to study the vibration response mechanism of the whole engine under the excitation of main bearing spalling faults. A hybrid simulation analysis method of main bearing fault dynamics based on solid finite element model and beam element finite element model was proposed. The support reaction forces of the main bearing connected to the casing were obtained by the simulation analysis of the whole engine beam element model, then, the rotor solid finite element model was removed from the whole engine solid finite element model, and the support reaction forces were directly applied to the bearing housing at each support, and the transient response analysis method was used to obtain the whole engine vibration response under the excitation of main bearing faults. Finally, the method was verified using the whole engine beam element model. The results show that the simulation signal under the excitation of main bearing faults can be obtained by using the hybrid finite element simulation method, with errors less than 1%, indicating the correctness and effectiveness of the proposed method.

Key words: main bearing; spalling fault; dynamic simulation; finite element; aeroengine

收稿日期:2022-07-09 基金项目:航空动力基础研究项目资助

作者简介:吴英祥(1978),男,硕士,高级工程师。

引用格式:吴英祥,尉询楷,冯国全,等.基于混合有限元模型的航空发动机主轴承剥落故障仿真分析方法[J].航空发动机,2024,50(3):79-86.WU Yingxiang, WEI Xunkai, FENG Guoquan, et al. A spalling fault simulation method of aeroengine main bearing based on hybrid finite element model[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 79-86.

0 引言

航空发动机主轴承可直接影响发动机的性能、寿命和可靠性^[1],其服役环境极为恶劣,具有高温、高速、载荷变化区间大等特点,导致故障高发,对航空安全的危害极大^[2]。主轴承故障目前已成为制约中国航空发动机技术发展、影响战斗力生成的重大技术“瓶颈”。为了有效地进行发动机主轴承故障诊断,亟需深入研究主轴承剥落故障激励下的整机振动响应机理,从机匣中提取主轴承故障特征,研究主轴承故障的传递路径,从而为主轴承故障诊断方法研究提供理论指导。

采用实体单元建立有限元模型是当前航空发动机整机建模的主流方法。洪杰等^[3-5]研究了发动机的整机3维实体建模方法,详细介绍了各部件的处理方法,对比了静刚度和动刚度对发动机整机动力特性的影响;陈果等^[6-8]采用实体有限元建模,分析了带机匣的发动机转子试验器静子系统的支承静刚度和动刚度;王克明等^[9-10]研究了涡喷发动机的整机动力特性,计算了静子结构动刚度,转子系统临界转速等。在滚动轴承故障动力学研究方面,Mishra等^[11]建立了3种复杂模型,分别采用Simulink构建平面框图建立轴承动力学;Jiang等^[12]建立了滚动体与接触区域3维几何关系的改进模型,采用不同的接触模型表达不同接触形式,定量描述缺陷尺寸与振动响应之间的关系;陈果^[13]建立了含滚动轴承故障的转子-滚动轴承-机匣耦合模型,并运用数值积分方法进行了动力学仿真与分析;张根源等^[14]提出了可用于点缺陷故障特征提取的滚动轴承动力学模型;徐东等^[15]建立了1组单表面故障的滚动轴承非线性动力学方程,用以描述含有单表面故障的滚动轴承运转过程中的动力学关系。整机实体有限元模型可以很逼真地反映机匣和转子的振动特性,但是其计算量太大,且难于考虑复杂的滚动轴承故障动力学模型,故不能胜任主轴承故障激励下的整机动力学仿真。

本文提出一种基于整机实体有限元模型和整机梁单元模型的主轴承故障动力学混合有限元仿真分析方法。

1 航空发动机的整机实体单元模型

高推重比航空发动机的低压转子由3级低压力

气机和2级低压涡轮组成,高压转子由9级高压压气机和1级高压涡轮组成,发动机前后各有1个安装节,机匣分为内涵机匣和外涵机匣。转子系统分为低压转子系统和高压转子系统,通过中介轴承连接。第1~3级叶盘和第4~6级叶盘分别用电子束焊焊接在一起,第7~9级叶盘用长螺栓连接在一起。高压压气机叶片榫头为环形燕尾槽式榫头。高压涡轮共1级。转子叶片均采用等效圆盘法进行简化。静子分为外涵机匣和内涵机匣两部分,外涵机匣为承力件之一。在进气机匣前半部分,通道内外径逐渐减小,在中介支板处达到最小,在中介支板之后内外径开始逐渐增加直至尾部。因此,该外涵机匣是一种先减小,后增加的薄壁结构。内涵机匣形成主燃烧室的空气通道,主要由燃烧室外套、9级整流器和2级涡轮导向器组成。静子叶片均采用等效圆盘法进行简化。采用实体单元进行航空发动机整机有限元建模,主体结构采用SOLID185单元。

在建立的几何模型的基础上,使用Hypermesh软件进行实体网格的划分。共划分132196个单元,245509个节点。该航空发动机整机及部件有限元模型如图1所示。

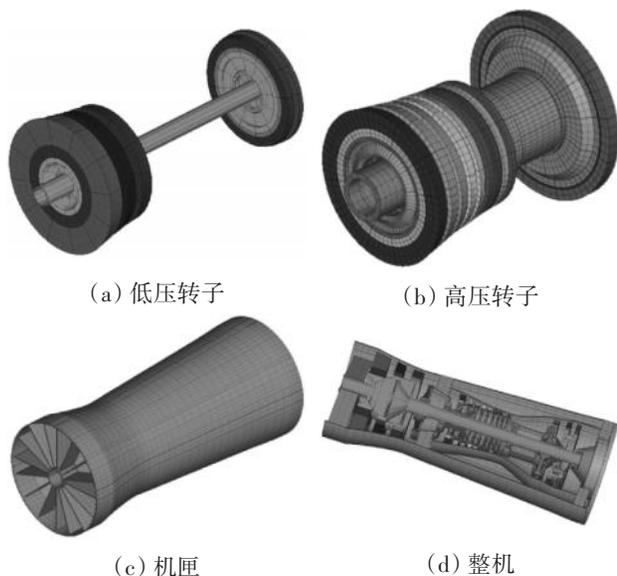


图1 航空发动机整机及部件有限元模型

2 航空发动机的整机梁单元模型

采用陈果^[16-18]的建模方法建立了5自由度球轴承动力学模型,推导了在5自由度复杂变形下的轴承力和力矩表达式;针对圆柱滚子轴承,利用“切片法”,推导了考虑轴承径向变形、圆柱转子凸度、轴承间隙以

及轴承倾斜引起的角向变形等复杂因素作用下的圆柱滚子轴承的作用力;将复杂的球轴承模型和滚子轴承模型与 6 自由度的转子和机匣有限元梁模型结合,建立了含复杂滚动轴承建模的航空发动机整机振动模型,并利用 Newmark- β 法与霍方法数值积分方法进行了动力学方程求解。模型考虑实际发动机支承系统普遍采用的球轴承和滚子轴承相结合的设计特点。

高推重比双转子航空发动机整机结构如图 2 所示,转子—支承—机匣—安装节系统计算模型如图 3 所示。发动机低压转子和高压转子及机匣用梁单元模拟,图 3 中的动力学连接符号含义见表 1,其中:风扇机匣测点对应图 3 中的节点 3、中介机匣前测点对应图 3 中的节点 7、中介机匣后测点对应图 3 中的节点 9、外涵机匣测点对应图 3 中的节点 16。

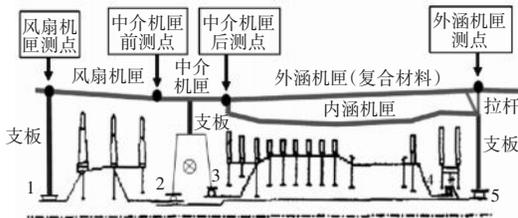


图 2 发动机整机结构

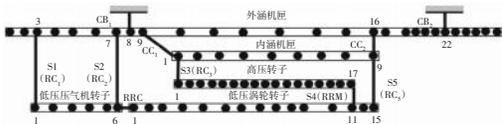


图 3 双转子航空发动机整机动力学模型

表 1 动力学模型中定义的各种连接的符号含义

符号	S1(RC1)	S1(RC2)	S1(RC3)	S1(RRM)	S5(RC5)
含义	1#轴承	2#轴承	3#轴承	4#轴承	5#轴承
符号	S1(CC1)	S1(CC2)	CB1	CB2	RRC
含义	内外机匣连接	内外机匣连接	前安装节	后安装节	套齿联轴器

3 航空发动机 3# 主轴承外圈剥落故障模型

采用文献[16]的滚动轴承故障建模方法,当轴承外圈产生损伤时,如剥落、裂纹、点蚀等,如图 4 所示,在滚动体通过时通常会产生冲击振动。轴承外圈损伤的示意图如图 4(a)所示,损伤的展开图如图 4(b)所示,设损伤为一凹坑,形状为一球缺,其横截面即为损伤表面, L_D 为损伤表面的直径, a 为损伤的深度, r_B 为滚珠的半径。

由几何关系可知,滚珠在损伤处是否形成冲击,

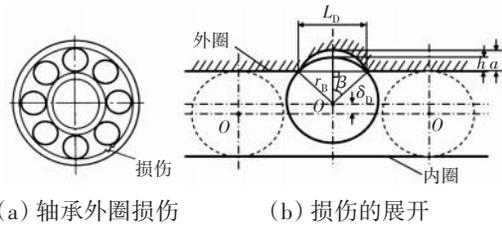


图 4 外圈损伤

将取决于损伤直径和损伤深度。因为 $h = r_B - \sqrt{r_B^2 - (L_D/2)^2}$, 令 $h=a$, 得 $a = r_B - \sqrt{r_B^2 - (L_D/2)^2}$, 解得 $L_D = 2\sqrt{2r_B a - a^2}$, 所以, 仅仅当满足条件

$$L_D < 2\sqrt{2r_B a - a^2} \quad (1)$$

外圈的损伤才形成冲击, 否则将产生谐波激振。事实上, 滚动轴承的局部损伤, 尤其是早期的损伤, 损伤面积通常较小, 满足式(1), 因此通常形成冲击振动。不失一般性, 本文假设轴承外圈的局部损伤均满足式(1), 产生冲击振动。

为了模拟外圈的损伤故障, 认为滚珠进入损伤区域后, 轴承间隙突然增加, 可能导致该滚珠与轴承内外圈的赫兹接触力突然降低或变为零, 因此, 需要确定滚珠在损伤区域的轴承间隙变化量。事实上, 从图 4 中可见, 由损伤引起的轴承间隙变化量 $\delta_D = h$, 即

$$\delta_D = r_B - \sqrt{r_B^2 - (L_D/2)^2} \quad (2)$$

接下来需要确定由损伤引起的轴承间隙变化条件。设第 j 个滚珠处的角度位置为 θ_j , 有 $\theta_j = \omega_{\text{Cage}} \times t + \frac{2\pi}{Z}(j-1)$, $j = 1, 2, \dots, Z$ 。损伤在外圈的位置为 θ_{OUT} 。显然, 在旋转过程中, 当滚珠的角位置与外圈损伤角位置之间的差值在损伤角度 β 范围内时, 将产生轴承间隙变化量

$$\left| (\theta_{\text{OUT}} - \theta_j) M_{\text{OD}}(2\pi) \right| < \beta, j = 1, 2, \dots, Z \quad (3)$$

式中: $\beta = \arcsin(L_D/D_{\text{OUT}})$, 为损伤角, D_{OUT} 为外圈直径。

在基于梁单元的航空发动机整机动力学模型中, 能够将滚动轴承外圈故障模型导入整机模型中, 实现主轴承外圈故障激励下的整机振动仿真。由 5 自由度球轴承模型可知, 5 自由度球轴承模型包括 X 、 Y 方向平动及绕 X 和 Y 方向转动的 5 个自由度, 是最完善和复杂的模型, 设滚珠与内外圈接触满足 Hertz 接触应力理论。这样, 第 j 个滚珠对轴承内圈沿法线方向的接触力 Q_j 与其法向变形 δ_j^n 之间的关系为

$$Q_j = k_n \delta_j^n \quad (4)$$

式中: k_n 为滚珠与内外圈之间的总的载荷-变形系数(单位为 N/m^n); n 为接触指数,对于滚珠轴承可以设为 $n=1.5$ 。

从式(4)中可见,要求出第 j 个轴承的轴承载力,需要分别求出载荷-变形系数 k_n 和法向变形 δ_j 。

当滚动轴承外圈、内圈或滚动体出现损伤时,设第 j 个滚珠产生的法向间隙变化量为 δ_{0j} ,其他因素产生的法向压缩量为 δ_{Dj} ,则第 j 个滚珠的法线接触力为

$$\begin{cases} Q_j = k_n (\delta_{0j} - \delta_{Dj})^n, & \delta_{0j} - \delta_{Dj} > 0 \\ 0, & \delta_{0j} - \delta_{Dj} \leq 0 \end{cases} \quad (5)$$

4 基于整机实体单元模型和整机梁单元模型的主轴承故障动力学混合仿真方法

4.1 方法原理

基于主轴承激励力的整机实体有限元动力学模型如图5所示,其中,整机梁单元动力学模型如图5(a)所示,基于主轴承激励力的整机实体有限元动力学模型如图5(b)所示。

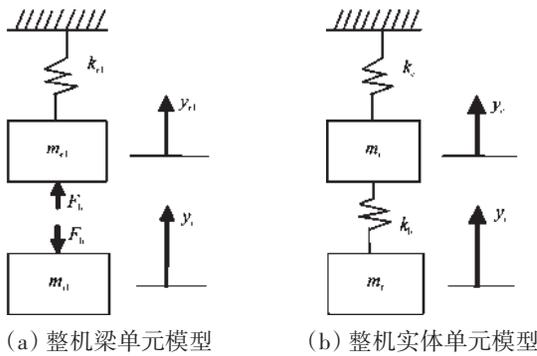


图5 基于主轴承激励力的整机实体单元动力学模型

设在整机梁单元动力学模型中,机匣系统为 m_c-k_c 弹簧质量系统,转子系统为质量 m_r 。在整机实体单元动力学模型中,机匣系统为 $m_{c1}-k_{c1}$ 弹簧质量系统,转子系统为质量 m_{r1} 。设主轴承刚度为 K_b ,转子和机匣轴承座之间的相互作用力,即主轴承激励力为 F_b ,则整机梁单元动力学模型的振动微分方程为

$$\begin{cases} m_c \ddot{y}_c + k_c y_c = -k_b (y_c - y_r) = F_b \\ m_r \ddot{y}_r = -k_b (y_c - y_r) = -F_b \end{cases} \quad (6)$$

由于整机梁单元模型和整机实体单元模型在整机振动特性方面具有很好的一致性,因此假设整机梁单元模型和整机实体单元模型的主轴承激励力是相似的,因此,将整机梁单元模型计算得到的主轴承激励力施加到整机实体单元模型中

$$m_{c1} y_{c1} + k_{c1} y_{c1} = F_b \quad (7)$$

求解式(7)即可得到主轴承激励力作用下的实体单元机匣的振动响应,由于实体机匣系统的自由度多,结构更为详细,因此更有利于进行主轴承故障激励下的振动传递路径分析。

4.2 方法验证

为了验证方法的正确性,首先,利用整机梁单元动力学模型进行主轴承故障仿真计算,得到各支承的主轴承支反力 F_{b1} 、 F_{b2} 、 F_{b3} 、 F_{b5} ,然后将各支反力作用到机匣模型的轴承座处,如图6所示。需要说明的是,由于4#轴承处中介轴承的轴承载力不直接作用于机匣,而是高低压转子间的相互作用,因此,在整机仿真中该轴承载力不需要施加,由中介轴承故障所产生的冲击振动效应在基于梁模型的整机振动模型中体现在3#轴承和5#轴承的轴承载力上,因此,通过3#轴承和5#轴承处的轴承载力间接传递给机匣,从而使机匣产生相关振动响应。最后,利用数值积分法得到在主轴承支反力 F_{b1} 、 F_{b2} 、 F_{b3} 、 F_{b5} 作用下的整机振动响应,从而得到机匣各测点的振动响应。

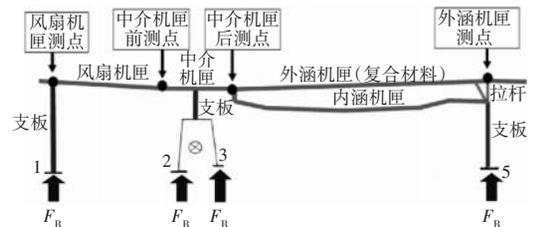


图6 主轴承激励力作用下的整机振动响应分析模型

3#主轴承在正下方出现2 mm的外圈剥落故障,通过整机梁单元仿真计算得到1#轴承、2#轴承、3#轴承、和5#轴承的主轴承激励力 F_{b1} 、 F_{b2} 、 F_{b3} 、 F_{b5} ,然后直接将主轴承激励力施加到各轴承座处(图6),通过数值积分,最后得到机匣测点的响应。

主轴承激励力如图7所示。由于3#轴承设置了外圈最下方的缺陷,因此,3#轴承产生了很大的高频冲击,垂直方向的轴承载力远大于水平方向,而水平方向轴承载力受轴承缺陷的影响很小,其他主轴承力基本不受影响。

为了验证方法的正确有效性,将整机梁单元模型的计算结果和整机主轴承激励混合模型的结果进行了比较,其中整机梁单元模型的计算结果是直接从整机模型中计算得到的响应,而整机主轴承激励混合模型的结果是首先从整机中计算得到1#、2#、3#、5#轴承的主轴承激励力响应,然后将主轴承激励力分别

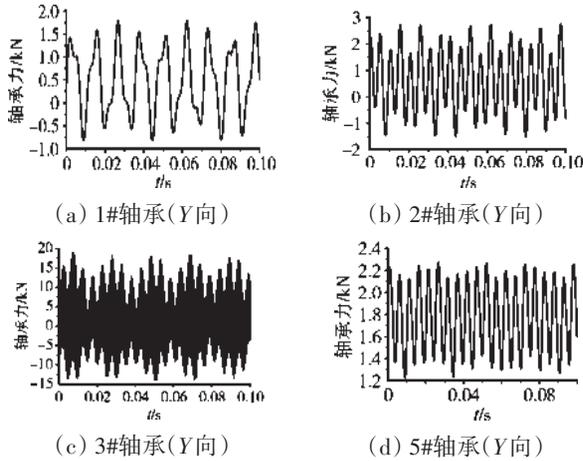


图7 主轴承激励力

施加在机匣的 1#、2#、3#、5# 轴承上,同时,不考虑转子的有限元模型,最后,通过数值积分得到主轴承激励下的机匣测点响应。进气机匣测点、中介机匣前测点、中介机匣后测点、涡轮机匣测点的振动加速度响应如图 8 所示。从图中可见,二者非常接近,仅仅在初始时刻的瞬态响应存在一些差别,其稳态响应基本一致,其误差不超过 1%。由此可见,本文所提出的整机主轴承激励混合模型是正确有效的,在后续的整机机匣测点振动响应仿真计算中,用整机梁单元模型计算得到主轴承激励力,再将得到的主轴承激励力施加到实体单元机匣模型中,即可得到更多的机匣测点响应,从而为主轴承故障的传递路径分析提供理论指导。

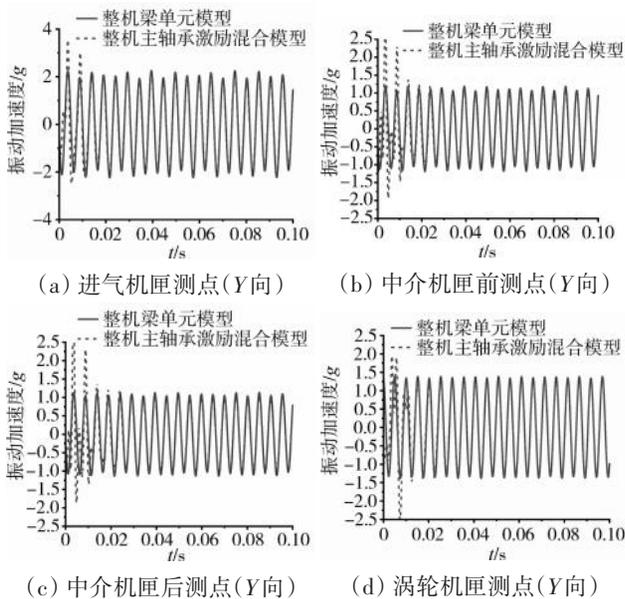


图8 机匣测点的加速度响应

为了进一步分析主轴承激励下的机匣测点整机振动响应正确性,按照传递路径由近到远,选择了 3#

主轴承激励力施加于支承 3 轴承位置,支承 3 主轴承激励力如图 9 所示。提取 3# 轴承的轴承座加速度、中介机匣后测点加速度、中介机匣前测点加速度、进气机匣测点加速度以及涡轮后机匣测点加速度,利用小波包络谱分析方法,对信号进行了 5 层多分辨率小波分解,在第 1 层细节信号包络谱中发现 3# 主轴承外圈剥落故障特征频率,如图 10 ~ 13 所示。

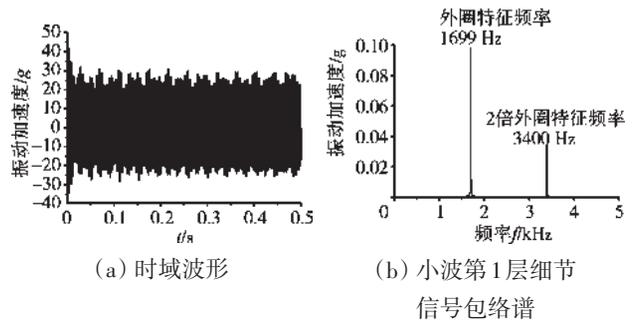


图9 支承 3 轴承座振动加速度 (Y 向)

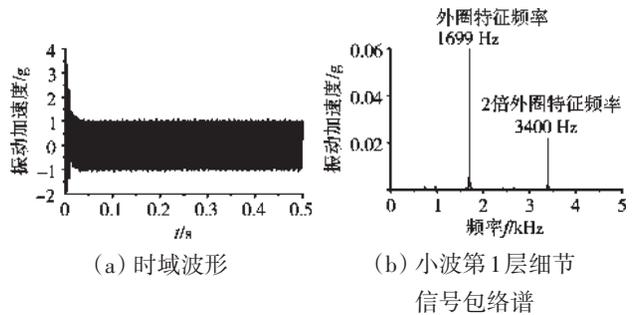


图10 中介机匣后测点振动加速度 (Y 向)

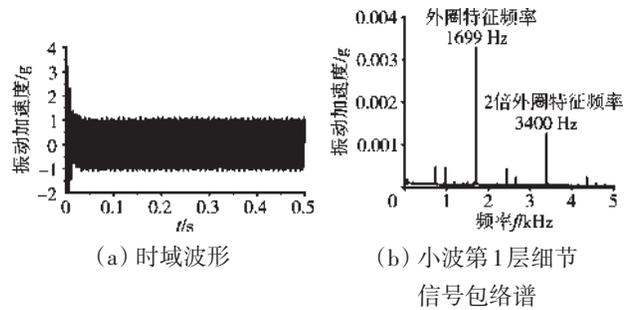


图11 中介机匣前测点振动加速度 (Y 向)

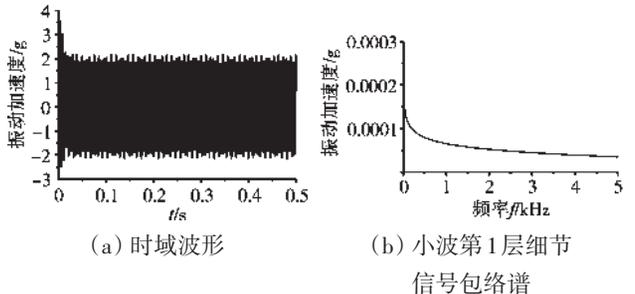


图12 进气机匣测点振动加速度 (Y 向)

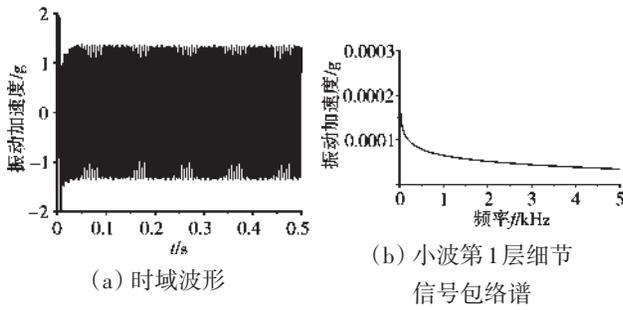


图13 涡轮机匣测点振动加速度(Y向)

可以发现,随着传递路径越远,振动衰减很快,3#轴承的主轴承外圈故障特征频率在3#轴承的轴承座和对应的中介机匣后测点很明显,在中介机匣前测点显得很微弱,在进气机匣和涡轮机匣测点振动加速度信号中基本上无法提取出故障特征频率。显然,该结果表明了整机主轴承激励模型计算结果的正确有效性。

4.3 故障主轴承激励力作用下的整机实体单元机匣振动响应分析

4.3.1 测点说明

利用整机实体有限元模型中的机匣部分进行振动响应分析。将整机梁单元动力学模型主轴承故障仿真得到的主轴承支反力 F_{b1} 、 F_{b2} 、 F_{b3} 、 F_{b5} , 施加到机匣模型的轴承座位置,如图14所示。在进气机匣测点、中介机匣前测点、中介机匣后测点和涡轮机匣测点处提取机匣测点各方向的振动响应,在轴承座1~3、5测点提取轴承座测点各方向的振动响应。周向测点位置如图15所示。机匣测点以涡轮机匣测点为例,周向间隔 45° 均匀布置有8个机匣测点1~8,在各测点提取不同方向的振动加速度的计算方向分别为Y、Y、Z、Z、Y、Y、Z、Z。轴承座测点以轴承座

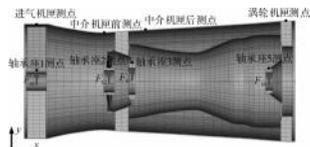


图14 主轴承激励力作用下的整机振动响应分析测点的

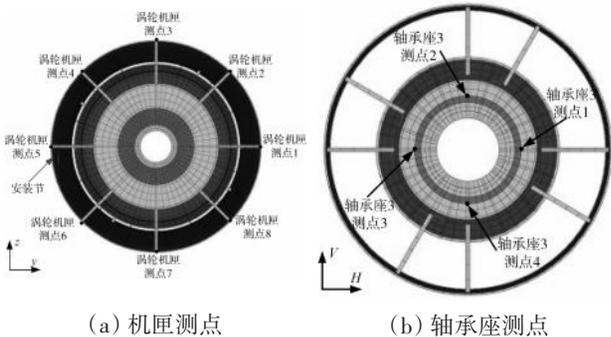


图15 周向测点位置

3测点为例,周向间隔 90° 均匀布置有4个测点1~4,在各测点提取不同方向的振动加速度的计算方向分别为Y、Z、Y、Z。

4.3.2 3#主轴承故障仿真分析

选取航空发动机3个特征转速,将整机梁单元动力学模型主轴承3故障仿真得到的主轴承支反力施加到机匣模型的轴承座位置,提取各测点的振动加速度,利用小波包络谱分析方法,对各测点加速度信号进行了5层多分辨率小波分解,在第1层细节信号包络谱中分析3#主轴承外圈剥落故障特征频率,对比各测点故障信号特征,分析测点的敏感性。

在转速 $N_1=5090$ r/min, $N_2=11751$ r/min 下,各轴承座测点、进气机匣测点、中介机匣前测点、中介机匣后测点和涡轮机匣测点的时域信号和小波第1层细节信号包络谱如图16~20所示,其中Z方向为垂直方向。

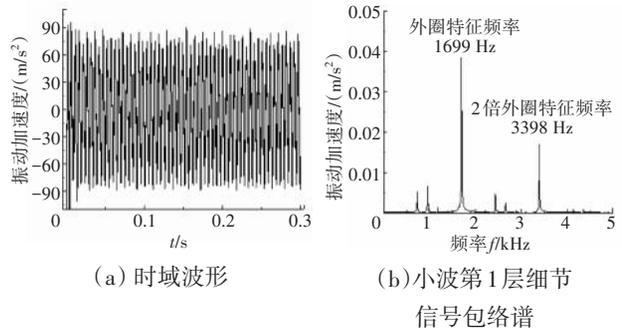


图16 轴承座3测点(Z向)

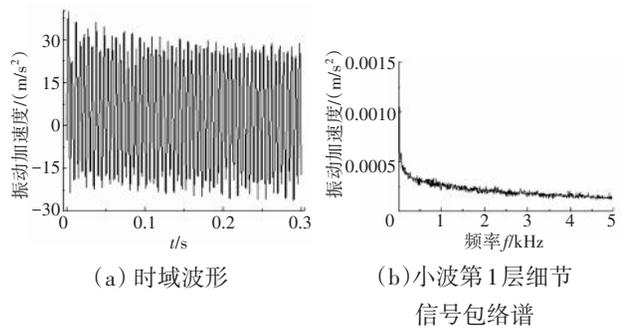


图17 进气机匣测点3(Z向)

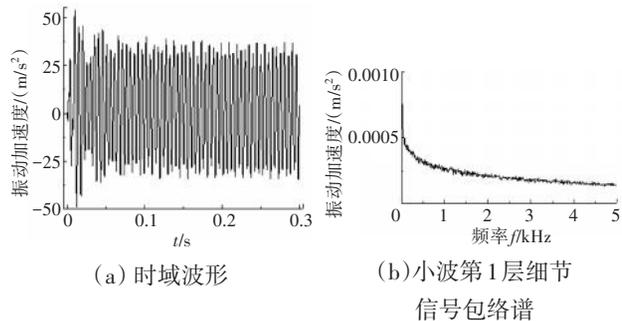


图18 中介机匣前测点3(Z向)

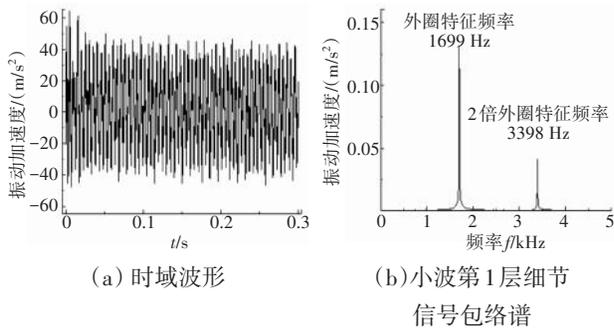


图19 中介机匣后测点3(Z向)

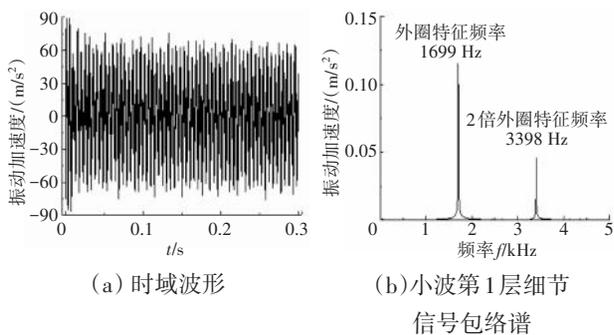


图20 涡轮机匣测点3(Z向)

仿真结果表明:3#轴承外圈剥落故障特征频率在轴承座3测点、中介机匣前测点和中介机匣后测点3个位置十分明显,随着传递路径增加,振动逐渐衰减,在其他轴承座测点、进气机匣测点和涡轮机匣测点的振动加速度信号中基本上无法提取出故障特征频率。

5 结论

(1)利用含主轴承外圈剥落故障的整机梁单元模型仿真分析得到主轴承故障激励下与机匣相连接的主轴承支反力,在整机实体有限元模型中去除转子实体有限元模型,将支反力直接施加到各支承处的轴承座上,利用瞬态响应分析方法获取主轴承故障激励下的整机振动响应。

(2)将该方法用于航空发动机3#轴承外圈剥落故障激励下的机匣振动响应特征仿真分析,误差均不超过1%,表明了本文方法的正确有效性。

参考文献:

- [1] 马艳红,王永锋,公平,等.航空发动机主轴承接触应力精确仿真计算方法[J].航空动力学报,2017,32(8):2000-2008.
MA Yanhong, WANG Yongfeng, GONG Ping, et al. Accurate simulation method for contact stress of aeroengine bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(8): 2000-2008. (in Chinese)
- [2] 王兴刚,葛泉红.航空发动机主轴轴承工作特点[J].哈尔滨轴承,

2006, 27(4): 3-4, 6.

WANG Xinggang, GE Quanjian. Working characteristic of spindle bearing for aviation engine[J]. Journal of Harbin Bearing, 2006, 27(4): 3-4, 6. (in Chinese)

- [3] 高金海,洪杰.航空发动机整机动力特性建模技术研究[J].战术导弹技术,2006(3):29-35.

GAO Jinhai, HONG Jie. Study of modeling technique for dynamic characteristics of engine casing[J]. Tactical Missile Technology, 2006(3): 29-35. (in Chinese)

- [4] 洪杰,王华,肖大为,等.转子支承刚度对转子动力特性的影响分析[J].航空发动机,2008,34(1):23-27.

HONG Jie, WANG Hua, XIAO Dawei, et al. Effects of dynamic stiffness of rotor bearing on rotor dynamic characteristics[J]. Aeroengine, 2008, 34(1): 23-27. (in Chinese)

- [5] 陈萌,马艳红,刘书国,等.航空发动机整机有限元模型转子动力学分析[J].北京航空航天大学学报,2007,33(9):1013-1016.

CHEN Meng, MA Yanhong, LIU Shuguo, et al. Rotor dynamic analysis of whole aero-engine model os based on finite element method [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. 33(9): 1013-1016. (in Chinese)

- [6] 赵文涛.考虑实测支承刚度的航空发动机整机振动建模及验证[D].南京:南京航空航天大学,2012.

ZHAO Wentao. Research on the whole engine vibration modeling and validation of aero-engine considering the dynamic stiffness of the tested casing bearing[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)

- [7] Qu M J, Chen G. Effect of the Aeroengine mounting stiffness on the whole engine coupling vibration[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(7): 1-13.

- [8] 屈美娇,陈果.一种航空发动机整机振动模型支承刚度的辨识方法[J].振动工程学报,2019,32(3):490-500.

QU Meijiao, CHEN Guo. A support stiffness identification method for whole aero-engine vibration model[J]. Journal of Vibration Engineering. 2019, 32(3): 490-500. (in Chinese)

- [9] 缪辉,王克明,赵帅,等.双转子-支承系统动力学特性的有限元分析[J].沈阳航空航天大学学报,2012,29(1):11-15.

MIAO Hui, WANG Keming, ZHAO Shuai, et al. Finite element analysis for dynamic characteristics of a dual-rotor-support system[J]. Journal of Shenyang Aerospace University, 2012, 29(1): 11-15. (in Chinese)

- [10] 张婷婷,王克明,孙阳,等.温度场对双转子系统动力特性影响的分析[J].沈阳航空航天大学学报,2013,30(1):34-38.

ZHANG Tingting, WANG Keming, SUN Yang, et al. Analysis of the effects of temperature field on dynamic characteristics of dual-rotor system[J]. Journal of Shenyang Aerospace University, 2013, 30(1): 34-38. (in Chinese)

- [11] Choudhury A, Tandon N. Vibration response of rolling element bearings in a rotor bearing system to a local defect under radial load[J].

- Journal of Tribology, 2006, 128(2): 252-261.
- [12] Su Y T, Lin S J. On initial fault detection of a tapered roller bearing: frequency domain analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 1992, 155(1): 75-84.
- [13] 陈果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的滚动轴承故障的动力学分析[J]. 振动工程学报, 2008, 21(6): 577-587.
CHEN Guo. Dynamic analysis of ball bearing faults in rotor-ball bearing-stator coupling system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2008, 21(6): 577-587.(in Chinese)
- [14] 张根源, 周泓, 常宗瑜. 存在点缺陷的深沟球轴承的动力学响应[J]. 浙江大学学报(工学版), 2009, 43(8): 1497-1500.
ZHANG Genyuan, ZHOU Hong, CHANG Zongyu. Dynamic response of deep groove ball bearing with point defects[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2009, 43(8): 1497-1500. (in Chinese)
- [15] 徐东, 徐永成, 陈循, 等. 单表面故障的滚动轴承系统非线性动力学研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46(21): 61-68.
XU Dong, XU Yongcheng, CHEN Xun, et al. Research on nonlinear dynamics of a single surface defect in rolling element bearing systems [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(21): 61-68. (in Chinese)
- [16] 陈果. 含复杂滚动轴承建模的航空发动机整机振动耦合动力学模型[J]. 航空动力学报, 2017, 32(9): 2193-2204
CHEN Guo. Whole aero-engine vibration coupling dynamics model including modeling of complex ball and roller bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(9): 2193-2204. (in Chinese)
- [17] 陈果, 杨默晗, 李伦绪, 等. 转子支承不对中故障建模与机理分析[J]. 航空发动机, 2023, 49(3): 75-88.
CHEN Guo, YANG Mohan, LI Lunxu, et al. Modeling and mechanism analysis of rotor support misalignment fault [J]. Aeroengine, 2023, 49(3): 76-88.(in Chinese)
- [18] 陈果, 贺志远, 尉询楷, 等. 基于整机的中介轴承外圈剥落故障振动分析[J]. 航空动力学报, 2020, 35(3): 658-672.
CHEN Guo, HE Zhiyuan, WEI Xunkai, et al. Vibration analysis of peeling fault of intermediate bearing outer ring based on whole aeroengine[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(3): 658-672. (in Chinese)

(编辑: 程海)

基于长短期记忆网络与轻梯度提升机的航空发动机大修期内剩余寿命预测

杨 硕, 高 成

(沈阳工业大学 化工过程自动化学院, 辽宁辽阳 111003)

摘要: 针对航空发动机大修期内由性能主导的剩余使用寿命预测中复杂设备具有状态变量多、非线性特征严重的特点以及单一模型面临特征提取不充分、预测精度不足等问题, 提出一种长短期记忆网络(LSTM)与轻梯度提升机(LightGBM)的组合新模型方法进行大修期内剩余使用寿命(RUL)预测。通过 LSTM 对原始数据进行特征提取, 将 LSTM 的输出门中特征提取后的数据作为 LightGBM 模型的输入进行 RUL 预测。利用 NASA 提供的发动机实测数据集进行了仿真试验, 实现了对单个发动机的 RUL 预测, 并与其他 6 种模型预测结果进行对比, 对其预测剩余使用寿命的有效性进行验证。结果表明: LSTM 和 LightGBM 组合模型比其他模型的预测误差显著减小, 其 4 组数据集均方根误差仅为 12.45、20.23、12.58、21.75。

关键词: 剩余寿命预测; 组合模型; 轻梯度提升机; 长短期记忆网络; 航空发动机

中图分类号: V239

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.012

Remaining Useful Life Prediction of Aeroengine during Overhaul Based on Long Short-Term Memory Network and Light Gradient Boosting Machine

YANG Shuo, GAO Cheng

(School of Chemical Process Automation, Shenyang University of Technology, Liaoyang Liaoning 111003, China)

Abstract: In response to the challenges of predicting the Remaining Useful Life (RUL) during the overhaul period of aeroengines, characterized by numerous state variables and significant nonlinear features, and the limitations of single models in insufficient feature extraction and inadequate prediction accuracy, a novel combined model approach integrating Long Short-Term Memory networks (LSTM) and Light Gradient Boosting Machine (LightGBM) for RUL prediction was proposed. The proposed method utilizes LSTM for initial feature extraction from raw data, where the features extracted from the output gate of LSTM are subsequently fed into the LightGBM model for RUL prediction. Simulation experiments were conducted using real engine datasets provided by NASA to predict the RUL of individual engines. The efficacy of the model was validated by comparing its predictions with those of six other models. The results show that the combined LSTM and LightGBM model significantly reduces prediction errors, achieving Root Mean Square Error (RMSE) values of 12.45, 20.23, 12.58, and 21.75 across four datasets, thereby outperforming other models.

Key words: remaining useful life prediction; combined model; light gradient boosting machine; long short-term memory network; aeroengine

0 引言

航空发动机作为一个复杂的热机复合动力系统, 承受着极端的工作环境。这些环境特征, 如高低温度交替、高转速以及极限载荷, 常常导致发动机疲劳, 从而影响其可靠性和整体飞行安全。在这一背景下, 发

动机的故障预测与健康管理(Prognostics and Health Management, PHM)变得尤为重要。PHM 中的关键环节是剩余使用寿命(Remaining Useful Life, RUL)的预测, 这是一种基于状态监控和故障诊断的技术, 旨在预测从当前时间到寿命终点的长度。RUL 的准确预测对于航空发动机的维护和安全运行至关重要^[1]。发

收稿日期: 2022-09-20

作者简介: 杨硕(1997), 男, 在读硕士研究生。

引用格式: 杨硕, 高成. 基于长短期记忆网络与轻梯度提升机的航空发动机大修期内剩余寿命预测[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 87-92. YANG Shuo, GAO Cheng. Remaining useful life prediction of aeroengine during overhaul based on long short-term memory network and light gradient boosting machine[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 87-92.

动机大修期剩余使用寿命预测的方法大体分为2类：一类是基于物理模型的方法^[2]，而另一类是与之不同的基于数据驱动的方法^[3-5]。其中基于物理模型的方式是通过一些物理模型和数学方法的建立，评估当前的健康状况和预测未来的健康状况，所建立的物理数学模型是否精确直接影响着诊断与预测结果^[6]。物理模型方式的优势在于不需要历史数据，就能够实现实时寿命预测。而基于数据驱动的故障诊断方式不需要精确的物理模型，只需依据航空发动机各方面的专家的直接、间接经验和已有测试数据进行航空发动机寿命预测^[7]。

21世纪以来，中国学者做出了一系列重要贡献。Fan等^[8]提出了使用半衰期等效应变能密度作为控制参数的研究。吴学仁等^[9]详细阐述了基于小裂纹理论的预测方法；Sun等^[10]采用了常见的卷积神经网络(Convolutional Neural Network, CNN)进行研究；Wang^[11]结合了图卷积网络(Graph Convolutional Network, GCN)和时域卷积网络(Temporal Convolutional Network, TCN)，创建了1个新型的混合卷积网络结构；Zheng等^[12]对循环神经网络(Recurrent Neural Network, RNN)进行了深入研究。这些成果不仅体现了中国学者在理论和应用研究方面的实力，还展示了在处理复杂数据分析问题时的创新能力。国际上，同期的研究也取得了显著进展。Makkonen^[13]提出了一种预测钢试件疲劳裂纹萌生寿命的统计方法，并总结了裂纹萌生与扩展寿命；Dattoma等^[14]发展了一种非线性连续损伤的力学模型，并推导了多级加载递推公式；Mohanty等^[15]建立了疲劳裂纹扩展模型，以预测循环载荷下结构/构件的安全使用寿命；Williams^[16]对RNN进行了独特的研究；Hochreiter等^[17]引入了长短期记忆网络(Long Short-Term Memory, LSTM)；Berghout^[18]等提出了基于叠层自编码器的特征映射技术。这些研究不仅推动了理论的发展，也为实际应用提供了坚实的基础。

基于以上研究成果，本文提出一种利用LSTM提取多维数据中的特征值，将LightGBM的集成方法引入RUL预测。

1 基于LSTM-LightGBM的航空发动机寿命预测模型

1.1 模型构建

LSTM中有输入门、遗忘门和输出门，LSTM用这些部分对输入数据的信息流进行控制，也可用来提取

特征。由于传感器数据固有的顺序特性，LSTM非常适合使用传感器数据进行RUL估计。在这组仿真实验中，提出了一种基于LSTM的RUL估计方法，该方法使用多层LSTM细胞结合标准前馈层，在多工况条件、多种信息和使用寿命退化状况的传感器中来发现隐藏的故障发展。

LSTM的单元结构如图1所示，其计算公式^[17]为

$$o_t = \sigma(W_o \cdot [h_{t-1}, x_t] + b_o) \quad (1)$$

$$i_t = \sigma(W_i \cdot [h_{t-1}, x_t] + b_i) \quad (2)$$

$$f_t = \sigma(W_f \cdot [h_{t-1}, x_t] + b_f) \quad (3)$$

$$C_t = f_t \odot C_{t-1} + i_t \odot \tanh(W_c \cdot [h_{t-1}, x_t] + b_c) \quad (4)$$

$$h_t = f_t \odot \tanh(C_t) \quad (5)$$

式中： x_t 为当前组合模型的输入值； o_t 、 i_t 和 f_t 分别为输入门、遗忘门和输出门； h_t 为当前时的输出值， W_o 、 W_i 、 W_c 和 W_f 分别为LSTM单元中遗忘门、输入门、当前细胞状态和输出门的得分矩阵； b_o 、 b_i 、 b_f 、 b_c 分别为输入门、遗忘门、输出门与当前细胞状态的偏置向量； o_t 、 i_t 、 f_t 、 c_t 分别为遗忘门、输入门、输出门与当前细胞状态； σ 为sigmoid函数， \odot 代表哈达玛积。

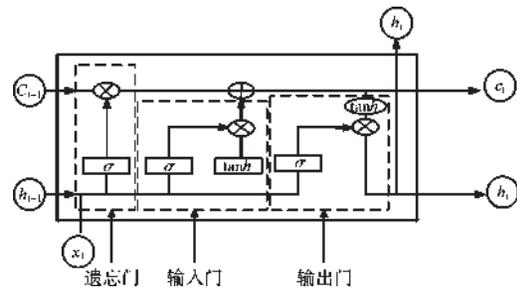


图1 LSTM单元结构

LightGBM是一种高效且快速的Boosting框架，由微软亚洲研究院提出^[19]。决策树是基于逐层拆分的策略，每层的所有叶子节点都拆分成1棵完整的二叉树，使用基于叶的算法，限制树^[20]的深度，每次从这层的叶子中寻找分离增益最大的叶子。使用LightGBM可以提升计算效率，同时降低过拟合风险。

假设数据集为 $X = \{(x_i, y_i) | i=1, 2, \dots, N\}$ ，而LightGBM模型为

$$J = \sum_{i=1}^N L(y_i, \hat{y}_i) + \sum_{k=1}^K g(f_k) \quad (6)$$

式中： \hat{y}_i 和 $g(f_k)$ 为拟合值和模型复杂度约束。

LightGBM是一种多模型集成的方法，如果单个模型是 $x: \xrightarrow{f} y$ ，则集成模型为

$$\hat{y}_i = f(x_i) = \sum_{k=1}^K f_k(x_i), f_k \in F \quad (7)$$

式中: K 为集成模型数的总数; $f_k(x_i)$ 为第 k 个学习模型到样本 x_i 的输出值, 也就是 LSTM 中的输出门 f_i , 其条件为 $F = \{f(x) = \beta_q(x)\}, \mathbb{R}^m \rightarrow \{1, 2, \dots, T\}, \beta \in \mathbb{R}^T, T$ 为叶号, 即每个学习模型将决策树分成 q 个叶节点, β 为每个叶节点的权值。

$$J^{(0)} = \sum_{i=1}^N L(\hat{y}_i; y_i) + g(f_i) \quad (8)$$

第 1 部分是损失函数值, 第 2 部分是模型的复杂度约束, 根据迭代生成的原理得

$$\hat{y}_i^{(t)} = f_i(x_i) + \hat{y}_i^{(t-1)} \quad (9)$$

那么, 其中 $\hat{y}_i^{(t)}$ 是从 LSTM 特征提取的输出门 f_i , 即 x_i 在 t 次迭代后的预测值

$$J^{(t)} = \sum_{i=1}^N L(f_i(x_i) + \hat{y}_i^{(t-1)}, y_i) + g(f_i) \quad (10)$$

根据皮亚诺附加泰勒的第 1 阶, 如果省略第 3 阶及其以上项的泰勒展式, 则可表示为

$$\begin{aligned} & \sum_{k=1}^n L(f_i(x_i) + \hat{y}_i^{(t-1)}, y_i) \approx \\ & \sum_{i=1}^N L(\hat{y}_i, y_i) + \frac{\partial L}{\partial x} \Big|_{x=\hat{y}_i^{(t-1)}} \cdot f(x_i) + \\ & \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial^2 L}{\partial x^2} \Big|_{x=\hat{y}_i^{(t-1)}} \cdot f^2(x_i) \end{aligned} \quad (11)$$

1.2 LSTM-LightGBM 模型求解过程

建立 LSTM-LightGBM 模型, 对 RUL 进行估计, 利用 LSTM 进行特征提取, 然后由 LightGBM 进行回归预测。LSTM 中输出门的输出作为 LightGBM 模型的输入, 由于经过卷积和池化处理, 卷积神经网络的采样输出保留了输入数据的特征, 预测结果将通过 LightGBM。组合模型的流程如图 2 所示。

该模型的计算流程如下:

(1) 从给定的数据集中选择符合生命周期发展的参数集, 由数据标准化可以将样本转换为 2 维形式;

- (2) 重复过程(1), 完成给定数据集的模型输出;
- (3) 用 LSTM-LightGBM 模型得到 RUL 寿命预测。

2 仿真试验

2.1 数据集的描述

NASA 为研究人员和学者们提供的商用模块化航空推进系统仿真数据集(NASAC-MAPSS), 是一种广泛使用的基准数据集^[21], 见表 1。C-MAPSS 数据包括大量的发动机传感器运行数据故障信息。本次模拟测试使用的数据集共包括 4 个数据子集即 FD001、FD002、FD003 和 FD004。训练集中包含多个发动机从正常到失效的全寿命数据, 测试集包括大量直到故障前所记录的不完整数据, 用于 RUL 测试。

表 1 商用模块化航空推进系统仿真数据集

数据集	训练集	测试集	操作工况	故障模式
FD001	100	100	1	1
FD002	260	259	6	1
FD003	100	100	1	2
FD004	249	248	6	2

训练集或测试集中的每个发动机数据由 26 个多变量时间序列组成, 其中第 1 个变量表示发动机序号, 第 2 个变量表示以循环周期 t 为单位的工作时间, 第 3~5 个变量表示对发动机性能有显著影响的 3 个工作参数(高度、马赫数和海平面温度)。

其余 21 个变量见表 2。对应发动机在各种工作条件和故障模式下的工作参数, 每组参数都包含训练数据集、监测数据集还有相应的 RUL 3 部分的内容, 还有数据集中不同的发动机都有各自的磨损程度, 并且数据集中还包含一定量的随机噪声^[22]。

表 2 传感器参数

传感器参数	符号	单位	传感器参数	符号	单位
风扇进口总温	T_2	K	燃油量与 P_{s30} 比率	P_{li}	
LPC 出口总温	T_{24}	K	风扇换算转速	N_{Rf}	r/min
HPC 出口总温	T_{30}	K	HPC 换算转速	N_{Re}	r/min
LPT 出口总温	T_{30}	K	涵道比	B_{PR}	
风扇进口总压	P_2	Pa	燃烧室油气比	f_{arB}	
出口总压	P_{15}	Pa	引气焓值	h_{tBleed}	
HPC 出口总压	P_{30}	Pa	风扇目标转速	N_{f_dmd}	r/min
风扇物理转速	N_f	r/min	换算风扇目标转速	P_{CNR_dmd}	r/min
HPC 物理转速	N_c	r/min	HPT 冷却引气流量	W_{31}	lbm/s
发动机压比	e_{pr}		LPT 冷却引气流量	W_{32}	lbm/s
HPC 出口静压	P_{s30}	Pa			

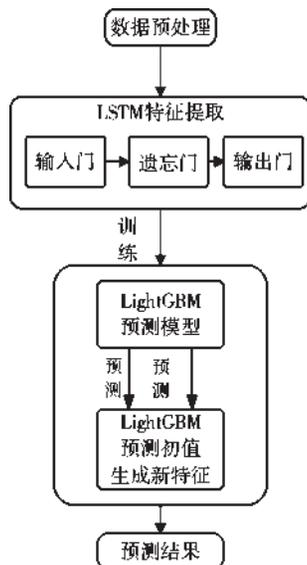


图 2 LSTM-LightGBM 模型流程

发动机在出现故障时,性能参数的变化同样会在发动机的测试数据上得到反馈,如温度、压力、效率等参数^[23]。大量的参数状态的核心参数包含一些无变化的完全参数或者噪声,只有进行对监测数据进行特征提取。

对FD001分析检查数据的描述性统计信息时,共有20631行数据,单元号按预期从1开始到100结束,具体见表3。

表3 FD001 数据分析

	数据	发动机运行周期
count	20631	100
mean	51.50656779	206.31
std	29.22763291	46.34274921
min	1	128
25%	26	177
50%	52	199
75%	77	229.25
max	100	362

均值和分位数与从1到100的向量的描述统计数据不一致,因为每个单元具有不同的运行时间,因此行数不同。检查发动机运行时间时,可得出最早失效的发动机是在128个循环后,而运行时间最长的发动机则在362个循环后发生了故障^[24]。平均发动机在199和206个工作循环后出现故障,但是46个工作循环的标准偏差相当大。

2.2 试验结果

本次试验CPU使用Intel Core i5-12600K,内存48G, GPU使用Nvidia GeForce RTX 3060ti,在Python3.9+Win11环境下进行。

将LSTM-LightGBM对于发动机剩余寿命预测。FD001到FD004这4个测试数据集的预测和实际RUL的对比如图3所示。从图中可见,本文提出的LSTM-LightGBM模型可以很好地预测涡扇发动机的RUL。实现了航空发动机故障发生前的预警,提高了涡扇发动机运行的安全性和翻修期的确定,同样实现了航空发动机寿命的预测。

为了进一步验证所建立模型预测效果,使模型结果更清晰,利用数据集整体预测结果选择了FD001中的21号、24号发动机与FD003中的34号、FD004中的178号发动机的数据举例进行建模分析训练如图4所示,该RUL曲线为常数时期是此发动机的健康期。

从图中可见,例举的发动机无论处于循环周期的

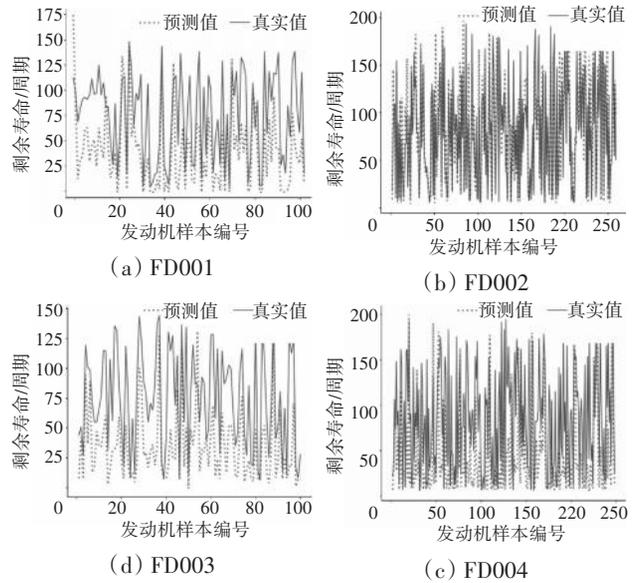


图3 数据集整体的预测和实际RUL的对比

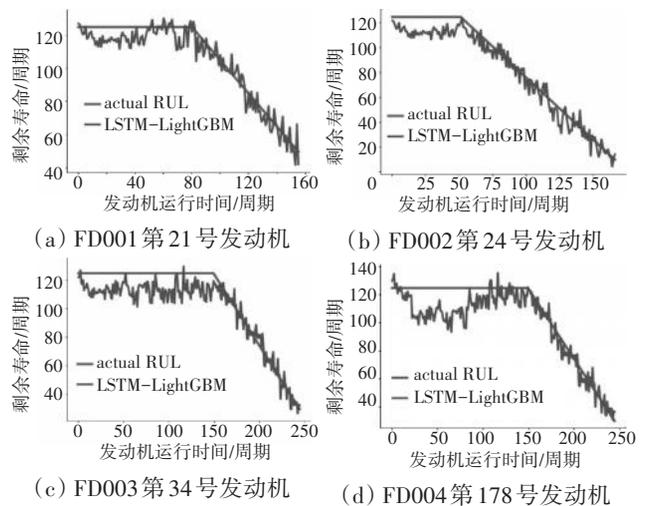


图4 特定模型分析

前期、中期还是后期,该模型得到的预测值均与真实RUL的拟合程度相对准确,预测总体分布在真实RUL附近,由此可见,LSTM-LightGBM组合模型针对航空发动机这类复杂设备具有较高的使用寿命预测精度。

在LSTM-LightGBM模型的训练过程中,提取的训练样本和测试样本的工作循环次数直接影响模型提取特征的能力,在训练过程中选择不同的dropout值对模型进行优化。当dropout值为0.22时,LSTM-LightGBM模型的预测性能最好。

2.3 多模型预测结果对比

为了对比不同方法的优势与不足,本文选取SVR、CNN、CNN-FNN、DeepLSTM和BiLSTM这5种常用的基于神经网络的RUL预测方法与进行比较。

支持向量回归估计法(Support Vector Regression,

SVR)的优势在于对异常值具有鲁棒性,其决策模型可以轻松更新。具有出色的泛化能力,实现容易。但是此模型劣势在于不适合大型数据集,而航空发动机产生的数据集往往很大。

卷积神经网络(Convolutional Neural Network, CNN)的优势在于可以自动进行特征提取,其不足为该模型的池化层会丢失大量有价值信息,忽略局部与整体之间关联性,这对于航空发动机寿命衰减的原因造成一定程度上的不明确。

单一的长短期记忆网络(Long Short-Term Memory, LSTM),如DeepLSTM,每个LSTM的cell里面都意味着有4个全连接层(Multilayer Perceptron, MLP),如果LSTM的时间跨度很大,并且网络又很深,那么这个计算量会很大并且很费时。

其余2种方法也是近2年的组合模型,但是精度和误差的方面稍弱于本文模型。

本文运用均方根误差(Root Mean Square Error, RMSE)和评分函数(Score)对寿命的预测性能做评价。在寿命预测领域,这两项指标最重要的一点便是反映模型超前或滞后预测的程度,如果预测误差越小,则Score和RMSE的值均会越小,因此二者值越小,说明模型的性能越先进^[25]。其RMSE与Score对比结果见表4、5。

表4 不同方法的RMSE结果对比

方法	FD001	FD002	FD003	FD004
SVR ^[26]	20.96	42.00	21.05	45.35
CNN ^[26]	18.45	30.29	19.82	29.16
CNN-FNN ^[27]	12.61	22.36	12.64	22.43
DeepLSTM ^[28]	16.14	24.49	16.18	28.17
BiLSTM ^[29]	13.65	23.18	13.74	24.86
本文方法	12.45	20.23	12.58	21.75

表5 不同方法的Score结果对比

方法	FD001	FD002	FD003	FD004
SVR ^[26]	1382	589900	1598	371140
CNN ^[26]	1290	13570	1596	7886
CNN-FNN ^[27]	274	10412	284	12466
DeepLSTM ^[28]	338	4450	852	5550
BiLSTM ^[29]	295	4130	317	5430
本文方法	267	1958	273	4635

从表中可见,与这5种RUL预测方法与进行比较相比, RMSE与Score评价结果各组数据均有不同程度提升。具体对比如图5、6所示,由于SVR的Score与其他模型差距过大,因此不在图6中展现。

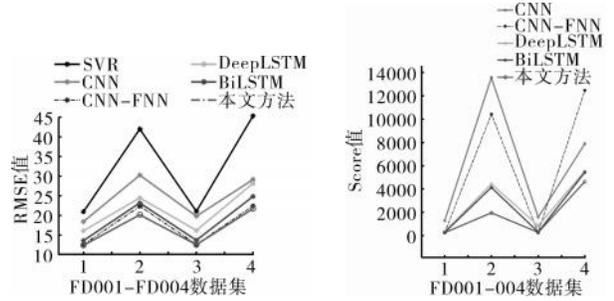


图5 不同方法的RMSE结果对比

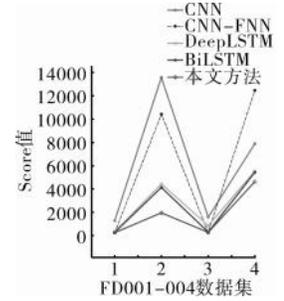


图6 不同方法的Score结果对比

RMSE定义为

$$S_{RMSE} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (P_{ri} - A_{ci})^2}{N}} \quad (12)$$

为了评价RUL评估模型在测试数据上的性能,给出1个衡量模型的质量的评分函数

$$S_{score} = \begin{cases} \sum_{i=1}^n (e^{-\frac{p_i}{13}} - 1), & p_i < 0 \\ \sum_{i=1}^n (e^{-\frac{p_i}{10}} - 1), & p_i \geq 0 \end{cases} \quad (13)$$

式中: n 为测试集中的样本总数, $p_i = R_{UL}^{est} - R_{ULi}$, R_{ULi} 为测试样本*i*的实际 R_{UL} 。

式(13)在模型低估 R_{UL} 和模型高估 R_{UL} 时给予不同的惩罚。

该评分指标函数,对于预测值大于真实值的高估情况的惩罚远大于预测值小于真实值的低估情况,更符合实际应用。从表4、5与图5、6中可见,组合模型明显优于单一模型,并且本文模型要优于其他组合模型。

3 结束语

本文对于航空发动机的使用寿命预测提出了一种基于长短期记忆网络与轻梯度提升机,即LSTM网络和LightGBM组合模型,该组合模型能够发挥这2种模型分别的优势——考虑数据间时序关联,也处理特征不连续的有效信息。相对于其他模型,所提出的LSTM-LightGBM组合模型更加稳定。与其他组合模型相比,预测精度更高,极端预测误差更小。

参考文献:

[1] 武卉,杨明媛,王德友,等. 多动态参数同步测试系统构建及其应用[J]. 航空学报,2014,35(2):391-399
 WU Hui, YANG Mingsui, WANG Deyou, et al. Construction and application of synchronized test system of multi-dynamic parameters

- [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2014, 35(2): 391-399. (in Chinese)
- [2] 刘伟民, 胡志忠. 一种基于神经网络的航空发动机剩余寿命预估方法[J]. *航空发动机*, 2021, 47(3): 8-15.
LIU Weimin, HU Zhongzhi. An aeroengine remaining useful life prediction method based on neural network[J]. *Aeroengine*, 2021, 47(3): 8-15. (in Chinese)
- [3] 车畅畅, 王伟华, 倪晓梅, 等. 基于 GSP 仿真和 SDAE 的航空发动机故障诊断[J]. *航空发动机*, 2022, 48(1): 13-18.
CHE Changchang, WANG Huawei, NI Xiaomei, et al. Aeroengine fault diagnosis based on GSP simulation and SDAE[J]. *Aeroengine*, 2022, 48(1): 13-18. (in Chinese)
- [4] 陈聪, 娄高, 高洁, 等. 基于 ABC-RBF 神经网络的飞机燃油流量监测与故障诊断[J]. *航空发动机*, 2022, 48(3): 89-93.
CHEN Cong, LOU Gao, GAO Jie, et al. Aircraft fuel flow prediction and fault diagnosis based on ABC-RBF neural network[J]. *Aeroengine*, 2022, 48(3): 89-93. (in Chinese)
- [5] 李少尘, 陈敏, 胡金涛, 等. 航空燃气涡轮发动机气路故障诊断进展综述[J]. *航空发动机*, 2022, 48(2): 33-49.
LI Shaochen, CHEN Min, HU Jintao, et al. A review of research progress on aircraft gas turbine engines gas path fault diagnosis[J]. *Aeroengine*, 2022, 48(2): 33-49. (in Chinese)
- [6] Volponi A J, Liang T. Improved engine health monitoring using full flight data and companion engine information[J]. *SAE International Journal of Aerospace*, 2016, 9(1): 91-102.
- [7] 童志伟, 鲁峰, 黄金泉. 基于 CRBMs-RVR 的涡轴发动机输出功率衰退预测[J]. *航空发动机*, 2022, 48(3): 76-82.
TONG Zhiwei, LU Feng, HUANG Jinquan. Output power degradation prediction of turboshaft engine based on continuous restricted Boltzmann machines and relevance vector regression[J]. *Aeroengine*, 2022, 48(3): 76-82. (in Chinese)
- [8] Fan Z C, Chen X D, Chen L. An equivalent strain energy density life prediction model[C]//5th Fracture Mechanics Symposium. Changsha: FM, 2007: 277-282.
- [9] 吴学仁, 刘建中. 基于小裂纹理论的航空材料疲劳全寿命预测[J]. *航空学报*, 2006, 27(2): 219-226.
WU Xueren, LIU Jianzhong. Total fatigue life prediction for aeronautical materials by using small-crack theory[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2006, 27(2): 219-226. (in Chinese)
- [10] Sun W, Zhao R, Yan R, et al. Convolutional discriminative feature learning for induction motor fault diagnosis[J]. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, 2017, 13(3): 1350-1359.
- [11] Wang M, Li Y, Zhang Y, et al. Spatio-temporal graph convolutional neural network for remaining useful life estimation of aircraft engines[J]. *Aerospace Systems*, 2021, 4(1): 29-36.
- [12] Zheng S, Vishnu A, Ding C. Accelerating deep learning with shrinkage and re-call[C]//2016 IEEE 22nd International Conference on Parallel and Distributed Systems (ICPADS). WuHan: IEEE, 2016: 963-970.
- [13] Makkonen M. Predicting the total fatigue life in metals[J]. *International Journal of Fatigue*, 2009, 31(7): 1163-1175.
- [14] Dattoma V, Giancane S, Nobile R, et al. Fatigue life prediction under variable loading based on a new non-linear continuum damage mechanics model[J]. *International Journal of Fatigue*, 2006, 28(2): 89-95.
- [15] Mohanty J R, Verma B B, Ray P K. Prediction of fatigue crack growth and residual life using an exponential model: Part I (constant amplitude loading) [J]. *International Journal of Fatigue*, 2009, 31(3): 418-424.
- [16] Williams G, Baxter R, He H, et al. A comparative study of RNN for outlier detection in data mining[C]//2002 IEEE International Conference on Data Mining. Maebashi City: IEEE, 2002: 709-712.
- [17] Hochreiter S, Schmidhuber J. Long short-term memory[J]. *Neural computation*, 1997, 9(8): 1735-1780.
- [18] Berghout T, Mouss L H, Kadri O, et al. Aircraft engines remaining useful life prediction with an improved online sequential extreme learning machine[J]. *Applied Sciences*, 2020, 10(3): 1062.
- [19] Ke G, Meng Q, Finley T, et al. Lightgbm: A highly efficient gradient boosting decision tree[J]. *Advances in Neural Information Processing Systems*, 2017(1): 30.
- [20] Tang M, Zhao Q, Ding S X, et al. An improved lightGBM algorithm for online fault detection of wind turbine gearboxes[J]. *Energies*, 2020, 13(4): 807.
- [21] Ramasso E, Saxena A. Performance benchmarking and analysis of prognostic methods for CMAPSS datasets[J]. *International Journal of Prognostics and Health Management*, 2014, 5(2): 1-15.
- [22] 郭庆, 郑天翔, 李印龙. 基于性能非线性退化统计模型的发动机剩余寿命预测[J]. *航空发动机*, 2022, 48(4): 75-81.
GUO Qing, ZHENG Tianxiang, LI Yinlong. Prediction of engine residual life based on performance nonlinear degradation statistical modeling[J]. *Aeroengine*, 2022, 48(4): 75-81. (in Chinese)
- [23] Zhao L, Mo C, Sun T, et al. Aero engine gas-path fault diagnosis based on multimodal deep neural networks[J]. *Wireless Communications and Mobile Computing*, 2020(1): 1-10.
- [24] Williams D, Zheng S, Zhang X, et al. Tidewatch: fingerprinting the cyclicity of big data workloads[C]//IEEE INFOCOM 2014-IEEE Conference on Computer Communications. Toronto: IEEE, 2014: 2031-2039.
- [25] 胡修宇, 李英顺, 王德彪, 等. 基于 IGWO 组合模型的炮控系统健康预测方法[J]. *火炮发射与控制学报*, 2023, 44(03): 28-34.
HU Xiuyu, LI Yingshun, WANG Debiao, et al. Health prediction method of gun control system based on an IGWO combined model [J]. *Journal of Gun Launch & Control*, 2023, 44(03): 28-34. (in Chinese)
- [26] Sateesh B G, Zhao P, Li X L. Deep convolutional neural network based regression approach for estimation of remaining useful life[C]//International Conference on Database Systems for Advanced Applications. Springer: Cham, 2016: 214-228.
- [27] Li X, Ding Q, Sun J Q. Remaining useful life estimation in prognostics using deep convolution neural networks[J]. *Reliability Engineering & System Safety*, 2018, 172: 1-11.
- [28] Zheng S, Ristovski K, Farahat A, et al. Long short-term memory network for remaining useful life estimation[C]//2017 IEEE International Conference on Prognostics and Health Management (ICPHM). Dallas: IEEE, 2017: 88-95.
- [29] Wang J, Wen G, Yang S, et al. Remaining useful life estimation in prognostics using deep bidirectional LSTM neural network[C]//2018 Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Chongqing). Chongqing: IEEE, 2018: 1037-1042.

浮动花键抗磨损强度分析与试验

郭梅^{1,2}, 牟佳信^{1,2}, 李锦花^{1,2}, 赵广³, 信琦^{1,2}, 张茂强^{1,2}

(1. 中国航发沈阳发动机研究所, 2. 中国航空发动机集团航空发动机动力传输重点实验室: 沈阳 110015;
3. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁大连 116024)

摘要: 为了解决航空发动机附件传动系统花键连接结构在正向设计阶段分析能力薄弱、缺少基础数据支撑, 以及在复杂工作条件下齿面磨损严重等问题, 开展了浮动花键磨损强度评估方法研究, 提出适用于发动机附件传动系统浮动花键的齿面接触应力计算方法。并开展了花键磨损影响因素对比试验, 测量不同材料、表面粗糙度、表面处理、润滑条件、偏斜角、齿形条件下的磨损量和齿厚变化量。结果表明: 花键表面硬度是决定抗磨损能力的主要因素, 硬度大抗磨损能力强; 在偏斜状态下工作的花键通过齿形修形改善接触区位置, 降低接触应力, 可提高抗磨损能力; 润滑油润滑可以减小摩擦磨损, 减少磨屑产生, 是减小花键磨损的首要措施; 正确选择齿侧间隙有利于减小磨损发生。

关键词: 浮动花键; 抗磨损强度; 试验; 附件传动系统; 航空发动机

中图分类号: V232.8

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.013

Analysis and Test of Floating Spline Wear Resistance

GUO Mei^{1,2}, MU Jia-xin^{1,2}, LI Jin-hua^{1,2}, ZHAO Guang³, XIN Qi^{1,2}, ZHANG Mao-qiang^{1,2}

(1. AECC Shenyang Engine Research Institute, 2. AECC Key Laboratory of Power Transmission Technology on Aero-engine: Shenyang 110015, China; 3. School of Energy and Power, Dalian University of Technology, Dalian Liaoning 116024, China)

Abstract: In order to solve the problems of weak analyzing ability, lack of basic data support, and severe tooth surface wear under complex working conditions in the forward design phase of spline joints aeroengine accessory transmission system, the research on wear resistance evaluating method of floating spline was carried out, a tooth surface contact stress calculating method suitable for floating splines in aeroengine accessory transmission systems was proposed. Comparative tests were carried out to investigate the influencing factors of spline wear, during which measurements of the amount of wear and tooth thickness changes were conducted under the different materials, surface roughness, surface treatment, lubrication conditions, angular misalignment, and tooth profile conditions. The results show that the surface hardness is the main factor affecting wear resistance, the higher the hardness the higher the wear resistance; spline can improve contact zone position by tooth profile changes, and reduce contact stress, hence improving the wear resistance under angular misalignment; the lubrication can reduce frictional wear, decrease ablation, and is the primary measure to reduce spline wear; correct selection of backlash is beneficial for reducing wear.

Key words: floating spline; wear resistance; test; accessory transmission system; aeroengine

0 引言

航空发动机传动系统花键主要用于连接齿轮箱或附件^[1], 为适应工作条件下连接部件之间存在的不对中, 采用齿侧定心的浮动花键^[2]。浮动花键连接结构具有不对中补偿能力强、承载能力强、自定心性好、结构简单紧凑等优点, 因此被广泛应用于发动机传动

系统。传动系统浮动花键工作环境复杂, 不仅要承受所传递的扭矩负载, 还需承受因不对中、偏心质量、温度等因素引起的附加载荷, 且受限于空间结构, 有时还需工作在无润滑和冷却条件下, 由此对传动系统浮动花键的设计及制造均带来了较高的挑战。长期以来, 传动系统浮动花键磨损引发的故障或问题频发, 花键磨损造成材料损失和结构尺寸改变, 缩短了零件

收稿日期: 2023-04-14 基金项目: 省部级专项资金资助

作者简介: 郭梅(1972), 女, 自然科学研究员。

引用格式: 郭梅, 牟佳信, 李锦花, 等. 浮动花键抗磨损强度分析与试验[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 93-97. GUO Mei, MU Jiaxin, LI Jinhua, et al. Analysis and test of floating spline wear resistance[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 93-97.

的使用寿命和传动系统的工作寿命,降低了系统可靠性^[3-4]。

美国早在20世纪六七十年代就开始进行花键磨损机理研究。Ku等^[5-7]开展了持续十多年的花键磨损试验测试,揭示材料、润滑、表面处理、不对中等因素对花键磨损性能的影响,获得了大量的基础数据;Leen等^[8]开展了过载状态下花键疲劳寿命的预测;Dudly^[9-10]在花键损伤模式、强度分析、鼓形花键设计方面的成果被广泛认可,在AGMA 945中形成标准,应用于工程设计中^[11];汽车工程协会标准SAE M-117设计指南在航空工业中也应用普遍;胡正根等^[12]使用有限元方法对航空渐开线花键副磨损进行接触分析,得到花键副的接触应力及相对滑移分布规律;陈卓等^[13]基于GB/T 17855^[14]对渐开线花键齿面压应力、齿根弯曲应力和齿根剪切应力等承载能力进行计算并比较分析,得出几个主要尺寸参数对花键强度的影响,并探讨如何通过改变尺寸参数来提高花键强度的方法。了解不同强度分析方法的适用性和中国加工工艺及结构特点的花键构件磨损规律有重要意义。

本文开展了浮动花键齿面承载能力计算方法研究。

1 浮动花键齿面承载能力计算方法对比分析

花键齿面承载能力依据齿面接触应力水平来判断,对比了机械设计手册、GB/T 17855和AGMA945-A18(Dudley方法)中的花键齿面接触应力计算公式,分析适用于航空发动机传动系统花键的方法。

1.1 机械设计手册中花键齿面强度计算方法

机械设计手册^[15]中的齿面接触强度计算方法

$$p = \frac{2T}{\psi z h l D_m} \leq [p_{pp}] \quad (1)$$

式中: T 为扭矩; ψ 为各载荷不均匀系数; z 为齿数; h 为齿的工作高度; l 为齿的工作长度; D_m 为分度圆直径; p_{pp} 为许用接触应力。

花键齿面许用接触应力见表1。

1.2 GB/T 17855中花键齿面强度计算方法

GB/T 17855中花键强度计算方法

$$\sigma_H = \frac{W}{H_w} \leq [\sigma_H] \quad (2)$$

$$W = \frac{F_t}{Zl \cos \alpha_D} \quad (3)$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{0.2}}{S_H K_1 K_2 K_3 K_4} \quad (4)$$

表1 花键连接许用接触应力 p_{pp}

联接方式	使用和制造情况	p_{pp}/MPa	
		齿面未经热处理	齿面经热处理
不在载荷下移动的动联接	不良	15~20	20~35
	中等	20~30	30~60
	良好	25~40	40~70
在载荷下移动的动联接	不良		3~10
	中等		5~15
	良好		10~20

$$\sigma_H \leq [\sigma_{H1}] \quad (5)$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_{H2}] \quad (6)$$

式中: σ_H 为计算接触应力; W 为单位载荷; H_w 为工作齿高; F_t 为名义切向力; Z 为齿数; l 为花键长度; α_D 为标准压力角; $[\sigma_H]$ 为许用接触应力; $\sigma_{0.2}$ 为屈服强度; S_H 为安全系数; K_1 为使用系数; K_2 为齿侧间隙系数; K_3 为分配系数; K_4 为轴向偏载系数; σ_{H1} 为 10^8 循环次数下的齿面磨损许用应力; σ_{H2} 为长期工作无磨损的许用应力。

齿面磨损许用应力见表2、3。

表2 10^8 循环次数下齿面磨损许用应力 σ_{H1} ^[14] MPa

未经热处理	调质处理		淬火		渗碳(氮)淬火
HRC=20	HRC=28	HRC=40	HRC=45	HRC=50	HRC=60
95	110	135	170	185	205

表3 长期工作无磨损齿面许用应力 σ_{H2} ^[14] MPa

未经热处理	0.028×布氏硬度值
调质处理	0.032×布氏硬度值
淬火	0.3×布氏硬度值
渗碳(氮)淬火	0.4×布氏硬度值

1.3 AGMA945-A18(Dudley方法)花键齿面强度计算方法

AGMA945-A18(Dudley方法)花键齿面接触强度计算方法

$$S_c = \frac{2TK_m}{DNF_e h} \quad (7)$$

$$S_c \frac{K_a}{L_w} \leq [S_c] \quad (8)$$

式中: S_c 为计算接触应力; T 为扭矩; K_m 为载荷分布系数; D 为节圆直径; N 为齿数; F_e 为齿宽; h 为径向接触齿高; $[S_c]$ 为许用接触应力; K_a 为应用系数; L_w 为磨损寿命系数。

齿面许用接触应力见表4。

表 4 齿面磨损许用应力

材料	硬度		许用挤压应力[S _c]/MPa	
	HB	HRC	直齿花键	鼓形花键
钢	160 ~ 200		10.34	41.37
	230 ~ 260		13.79	55.16
	302 ~ 351	33 ~ 38	20.68	82.74
表面硬化钢		48 ~ 53	27.58	110.32
		58 ~ 63	34.47	137.90

1.4 对比分析结果

3种方法的齿面接触应力计算公式是相似的,均在基础公式“力/接触面积”的基础上增加了修正系数,机械设计手册通过载荷不均匀系数 ψ 修正;GB/T17855标准将切向力除以 $\cos\alpha_0$ 转换为沿齿面法向力;Dudley标准通过载荷分布系数 K_m 修正压应力,即通过此系数考虑不同偏斜量的影响,并且在公式中用磨损寿命系数修正计算齿面应力,即考虑工作时间对磨损程度的影响。3种方法的齿面许用压应力存在差异,机械设计手册中的许用压应力按照花键齿面硬度来确定许用接触应力。GB/T17855在计算应力公式中未体现不对中影响,但在齿面许用压应力中通过偏载系数体现不对中的影响,还通过齿侧间隙系数考虑了齿侧间隙的影响,另外该标准除了依据 $\sigma_{0.2}$ 规定许用齿面压应力外,还以硬度为基本条件,规定了齿面耐磨损能力,分为 10^8 以下和与长期使用无磨损2种情况。AGMA945-A18(Dudley方法)标准中齿面压应力许用值与材料硬度相关,当标准渐开线花键不满足时提出了鼓形花键设计方法和强度校核方法。

2 花键抗磨损能力试验

在花键磨损设备上开展了各种影响因素的磨损对比试验,试验设备如图1所示;试验件如图2所示,花键齿数19,模数1.5,压力角 20° ;花键尺寸如图3所示。试验设备能够设定花键偏斜角,喷射润滑和试验件加热。每组试验时间为50h,加载扭矩 $(200\pm 10)\text{N}\cdot\text{m}$ 。

进行不同组合条件下各影响因素(材料、表面粗

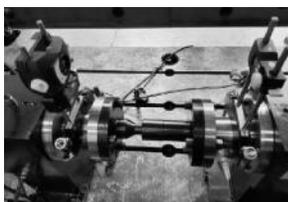


图1 花键磨损试验设备

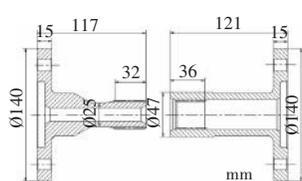


图2 花键试验件

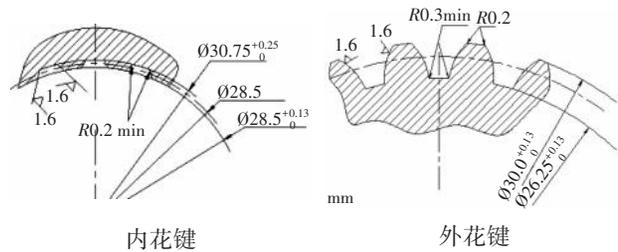


图3 花键尺寸

糙度、表面处理、润滑、偏斜、齿侧间隙、齿形)的抗磨损能力对比试验,对比材料是 $15\text{Cr}_{14}\text{Co}_{12}\text{Mo}_5\text{Ni}$ 、 $16\text{Cr}_3\text{NiW Mo Vb Nb E}$ 、 $18\text{Cr}_2\text{Ni}_4\text{WA}$;表面粗糙度是 $R_a=0.8、1.6、3.2$;表面处理是氧化;润滑形式是脂润滑和油润滑;偏斜角和齿侧间隙是根据航空发动机典型参数;齿形是渐开线和鼓形。磨损量使用齿厚变化和质

2.1 材料影响

内外花键材料分别为 $15\text{Cr}_{14}\text{Co}_{12}\text{Mo}_5\text{Ni}$ – $15\text{Cr}_{14}\text{Co}_{12}\text{Mo}_5\text{Ni}$ 、 $15\text{Cr}_{14}\text{Co}_{12}\text{Mo}_5\text{Ni}$ – $16\text{Cr}_3\text{NiW Mo Vb Nb E}$ 、 $16\text{Cr}_3\text{NiW Mo Vb Nb E}$ – $16\text{Cr}_3\text{NiW Mo Vb Nb E}$ 、 $16\text{Cr}_3\text{NiW Mo Vb Nb E}$ – $18\text{Cr}_2\text{Ni}_4\text{WA}$ 这4种组合下进行试验,试验结果如图4所示。图中材料组合牌号为内花键–外花键简称。内外花键材料均为 $15\text{Cr}_{14}\text{Co}_{12}\text{Mo}_5\text{Ni}$ 时,磨损量最小,且花键副磨损程度接近;内外花键材料均为 $16\text{Cr}_3\text{NiW Mo Vb Nb E}$ 时花键副磨损程度接近;内外花键材料为 $15\text{Cr}_{14}\text{Co}_{12}\text{Mo}_5\text{Ni}$ – $16\text{Cr}_3\text{NiW Mo Vb Nb E}$ 时花键副磨损程度差异较大。从图中可见,花键材料硬度大磨损小,相同材料磨损能力一致性好。

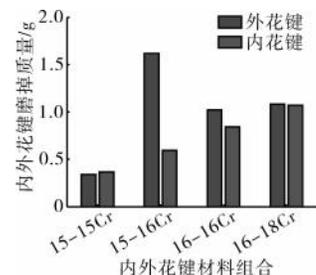


图4 磨损质量随材料变化曲线

2.2 表面粗糙度影响

脂润滑条件下3种表面粗糙度试验结果如图5所示。从图中可见,采用脂润滑条件下 $R_a=1.6\sim 3.2$ 磨损量最小, $R_a=1.6$ 次之, $R_a=0.8\sim 1.6$ 最大。这与常规的观点存在异常,分析原因是表面表面粗糙度较大时,表面存储润滑脂能力强,提高了耐磨损能力。

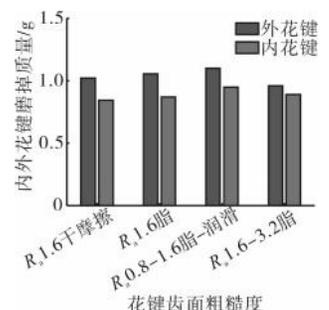


图5 磨损质量随表面粗糙度变化曲线

2.3 表面处理影响

进行内外花键均氰化、增强液态氮化、仅外花键氰化和表面无硬化4种情况的试验,试验结果如图6所示。从图中可见,内外花键均氰化时,花键磨损量最小,再次说明内外花键硬度接近时抗磨损能力强。

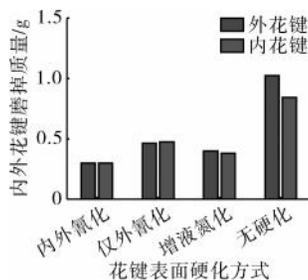


图6 磨损质量随表面硬化方式变化曲线

2.4 齿侧间隙影响

对比了在 0.15° 不对中状态下,齿侧间隙等级为H-h, H-e和H-d这3种情况下的磨损对比试验,齿侧间隙实测值分别为0.059、0.09、0.11 mm,试验结果如图7所示。从图中可见,当侧隙为0.059 mm时,花键磨损量最小,侧隙为0.11 mm时磨损量最大。试验结果表明在相同偏斜情况下齿侧间隙越小抗磨损能力越强。

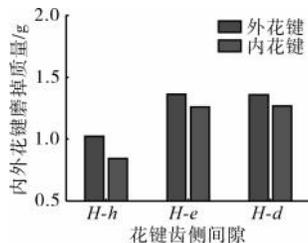


图7 磨损质量随齿侧间隙变化曲线

2.5 偏斜影响

进行偏斜角为 0.15° 、 0.20° 和 0.25° 情况下的花键磨损能力对比,试验结果如图8所示。从图中可见,随着花键倾角不对中的增加,花键磨损质量先略有增加而后急剧增大。

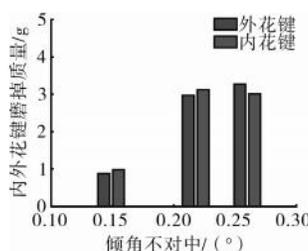


图8 磨损质量随偏斜角变化曲线

2.6 齿形影响

进行鼓形量为40、60、80 μm 情况下的花键磨损试验,试验结果如图9所示。从图中可见,随着修形量增加,先略有增加,而后降低到最小值,然后又增加。试验结果表明合理的修形量可以大大延缓花键磨损,但当修形量较大时,则反而加剧花键磨损。

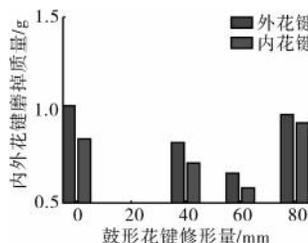


图9 磨损质量随鼓形量变化曲线

2.7 润滑影响

进行干摩擦、脂润滑和油润滑的花键磨损试验,试验结果如图10所示。从图中可见,与脂润滑对抑

制磨损作用不明显,油润滑抑制磨损能力作用显著。

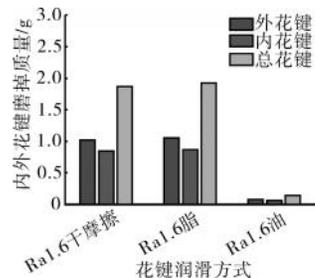


图10 磨损质量随润滑方式变化曲线

3 结论

(1)浮动花键主要破坏模式是齿面磨损,设计时应重点关注磨损强度,计算接触应力要考虑不同心及齿侧间隙的影响。许用接触应力影响评估结果的准确性,应开展相似工作环境及条件下的试验测试。

(2)花键抗磨损工作能力受多种因素的综合影响,设计时应根据各因素对花键工况进行统筹,当受条件限制时,应综合考虑硬度匹配、润滑方式和齿形优化来抑制过度磨损。

参考文献:

- [1] 刘振侠,江平.航空发动机机械系统设计[M]北京:科学出版社,2022:3-4.
LIU Zhenxia, JIANG Ping. Aeroengine machine system design[M] Beijing: Science Press, 2022: 3-4. (in Chinese)
- [2] 机械工业标准化研究所. GB/T 3478.1—1995 圆柱直齿渐开线花键(齿侧配合)模数 基准齿形公差[S]. 北京:国家标准局, 1995:1-4.
Engineer Industry Standardization institute. GB/T 3478.1—1995 Straight cylindrical involute splines (side fit) -Modules, basic rack profiles and toletance[S]. Beijing: Chinese standard China State Bureau of Standard, 1995: 1-4. (in Chinese)
- [3] Valtierra J R M L, Brown H W, Kupm. A critical survey and analysis of aircraft spline failure[R]. San Antonio: Southwest Research Institute, 1975.
- [4] 娄鹏,张涛,章焕章.带辅助支撑的传动杆动态特性试验和仿真[J].航空发动机,2022(4):82-87.
LOU Peng, ZHANG Tao, ZHANG Huanzhang. Test and simulation of dynamic characteristics of drive shaft with assistant support[J]. Aeroengine, 2022(4): 82-87. (in Chinese)
- [5] Weatherford W D, Valtierra M L, Kd P M. Experimental study of spline wear and lubrication effects[J]. ASLE Transactions, 1966(1): 171-178.
- [6] Weatherford D, Valtierra M L, Ku P M. Mechanisms of wear in misaligned splines[J]. Transactions of the ASME, 1968(1): 42-48.
- [7] Ku P M, Valtierra M L. Spline wear-effects of design and lubrication[J]. Journal of Engineering for Industry, 1975(4): 1257-1263.
- [8] Leen S B, Mccoll I R, Ratsimba C H H, et al. Fatigue life prediction for a barrelled spline coupling under torque overload[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2003(3): 123-142.
- [9] Dudley D W. When splines need stress control[J]. Product Engineering, 1957(1): 56-61.

- [10] Dudley D W. How to design involute Spline. [J]. Product Engineering, 1957(1):75-80.
- [11] American Gear Manufacturers Association. AGMA 945-A18 Spline-Design and Application.[S]. New York: NIST, 2018:59-63.
- [12] 胡正根, 朱如鹏. 航空渐开线花键副微动摩擦接触参数分析[J]. 中南大学学报, 2013(5):1822-1828.
HU Zhenggen, ZHU Rupeng. Analysis of fretting frictional contact parameters of aviation involute spline couplings[J]. Journal of Central South University, 2013(5):1822-1828. (in Chinese)
- [13] 陈卓, 朱如鹏. 航空发动机渐开线花键强度分析[J]. 机械工程与自动化, 2009(4):90-92.
CHEN Zhuo, ZHU Rupeng. Strength analysis of involute spline of aeroengine[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2009(4):90-92. (in Chinese)
- [14] 全国机器轴与附件标准化技术委员会. GB/T 17855-1999 花键承载能力计算方法[S]. 北京: 国家质量技术监督局, 1999:8-10.
Shaft for Machinery and Accessories. GB/T 17855-1999 Calculation of load capacity of splines[S]. Beijing: The state bureau of quality and technical supervision, 1999:8-10. (in Chinese)
- [15] 成大仙. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004:205.
CHENG Daxian. Machine design handbook[M]. Beijing: Chemistry industry Press, 2004:205. (in Chinese)

(编辑:程海)

航空发动机机匣螺栓连接结构简化模型修正

付鹏哲¹, 赵迪文², 刘玉²

(1. 中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015; 2. 沈阳航空航天大学 航空发动机学院, 沈阳 110136)

摘要: 为了提高航空发动机机匣螺栓连接结构动力学模型修正效率, 基于模态置信准则 (MAC), 提出了一种基于实体振型的动力学参数简化模型修正技术, 采用该技术对发动机机匣典型螺栓连接结构有限元参数模型进行了修正。通过模态测试获得实际机匣的模态信息, 并与有限元实体模型模态进行比较, 利用实体模型模态信息筛选修正参数, 采用参数化响应面优化方法对机匣动力学简化模型进行修正。结果表明: 基于实体振型的动力学参数简化模型修正技术可以避免对模型进行多次调用, 提高了简化模型修正效率; 具有较高的修正精度, 修正后的典型螺栓连接结构简化模型准确性明显提高约 11%。该修正技术进一步完善后可用于航空发动机整机动力学分析、故障分析等。

关键词: 螺栓连接结构; 有限元建模; 模态测试; 模型修正; 机匣; 航空发动机

中图分类号: V232.5

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.014

Simplified Model Updating of Bolted Connection Structure of Aeroengine Casing

FU Peng-zhe¹, ZHAO Di-wen², LIU Yu²

(1. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China;

2. School of Aero-engine Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

Abstract: In order to improve the efficiency of dynamic model updating of bolted connection structures of aeroengine casing, a simplified model updating technique based on solid mode shape was proposed based on modal assurance criterion (MAC), and the finite element parameter models of typical bolted connection structures of aeroengine casings were updated by this technique. The modal information of the actual casing is obtained through modal testing, and compared with the modes of the finite element solid model. The modal information of the solid model is used to screen the updating parameters, and the simplified casing dynamic model is updated by the parametric response surface optimization method. The results show that the simplified model updating technology of dynamic parameters based on solid model vibration modes can avoid multiple calls to the model and improve the updating efficiency of the simplified model. The accuracy of the updated simplified model of a typical bolted connection structure is significantly improved by about 11%. After further improvement, the updating technology can be used for dynamic analysis and fault analysis of aeroengines.

Key words: bolted connection structure; finite element modeling; modal testing; model updating; casing; aeroengine

0 引言

有限元分析方法广泛应用于工程领域。然而, 由于动力学模型在建模过程需要进行简化而导致一定的参数误差^[1-2]。基于试验数据, 以模型修正参数为对象, 通过迭代优化计算提高仿真模型的计算精度, 从而提高计算模型可靠性的技术方法, 就是有限元模型修正技术^[3-5]。

在过去的 30 年里, 有限元模型修正技术发展迅

速, 各种新理论在该领域得到广泛应用。根据修正目标的不同, 可以分为直接修正技术^[6-7]和参数修正技术^[8-9]。与传统的直接修正技术相比, 参数修正技术由于修正后物理意义明确, 在工程实践中普遍采用。1976 年, Stentson 等^[10]确定了模态参数以及变体积结构参数, 计算出修正后的有限元模型的刚度矩阵和质量矩阵; 1985 年, Kabe 等^[11]做了进一步研究, 保留了修正后的计算模型刚度矩阵, 但这种方法只适用于自由度较少的系统; 后期, Friswell、Mottershead 等^[12-13]对

收稿日期: 2022-09-14 基金项目: 国家级研究项目、辽宁省教育厅面上项目 (JYT2020053)、沈阳航空航天大学博士启动基金 (19YB39) 资助
作者简介: 付鹏哲 (1986), 女, 硕士, 高级工程师。

引用格式: 付鹏哲, 赵迪文, 刘玉. 航空发动机机匣螺栓连接结构简化模型修正[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 98-102. FU Pengzhe, ZHAO Diwen, LIU Yu. Simplified model updating of bolted connection structure of aeroengine casing[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 98-102.

参数模型修正技术进行了更加细致地研究,极大地推动了设计参数修正技术的发展;任伟新等^[14]研究了基于2阶响应法的结构静力学有限元模型修正方法;邓苗毅、马双超^[15-16]以2跨连续梁结构为研究背景,验证了模型修正的计算效率,获得了高精度的仿真计算模型。总之,基于响应法的有限元模型修正是在修正理论的基础上结合统计理论发展起来的,具有较高的修正精度,并且提高了计算效率。但是在修正优化迭代的过程中,需要不断地调用仿真模型,每进行一次优化,就要调用一次仿真模型,当涉及多参数目标进行动力学优化时,所需时间长、计算量大、动力学特征不明显等问题凸显。为此,提高动力学模型修正的效率受到极大关注。

本文以航空发动机机匣为对象,基于动力学模型修正的基本原理,对模型根据刚度矩阵以及模态信息的动力学关键因素进行动力学特征简化,提出了一种适用于动力学模型的修正方法。

1 基于实测数据的参数型响应面修正方法

1.1 试验模态信息的有效提取

在对模型进行修正之前,首先要提取并分析各阶模型的实测模态信息。模态信息的提取一直是动态试验的关键,科学合理的提取方法是决定修正结果的关键。在以往的模态测试过程中,悬挂位置的选择对测试结果有重要影响。可以采用有效独立性方法来考虑测点的响应幅度^[17]

$$E_{n \times n}^a = E_{n \times n} \text{diag}(\bar{A}) \quad (1)$$

$$\bar{A}(j) = \sum_{r=1}^m \varphi_r^2 \quad (2)$$

式中: E 为候选测点对结构模态矩阵线性无关性的有效独立分配矩阵; \bar{A} 为前 m 阶模态平均加速度响应; φ_r 为第 j 个自由度的第 r 阶模态的振型系数; m 为考虑的模态阶数。

试验模型与分析模型的近似程度采用模态置信准则MAC(modal assurance criterion,记为 M_{ac})

$$M_{ac}(\varphi_e, \varphi_a) = \frac{|\varphi_e^T \varphi_a|^2}{(\varphi_e^T \varphi_e)(\varphi_a^T \varphi_a)} \quad (3)$$

式中: φ_e 、 φ_a 分别为试验和计算振型向量。

M_{ac} 值介于0和1之间, M_{ac} 值越大,表示二者相关性越好。

1.2 模型修正方法

本文中的模型修正方法基于模态置信准则

(MAC)进行研究,提取试验模态实测数据和有限元模型(力学简化模型)的模态信息,通过调整力学简化模型的结构参数(弹簧单元弹性系数 K 以及质量单元质量系数 M),以2类参数(K 、 M)为修正对象,通过商用软件ANSYS提取典型螺栓连接结构简化力学模型的模态信息,通过商用软件构造目标函数,使 M_{ac} 的值在残差较小的前提下达到最大,即

$$g = \min_{x_l \leq x \leq x_u} \|W_i R(x)\|_2^2 \quad (4)$$

$$R(x) = \{f_c\} - \{f_a(x)\} \quad (5)$$

式中: g 为目标函数; x 为结构参数; W_i 为加权矩阵; f_c 和 f_a 分别为结构试验模态和有限元分析模态振型向量; R 为残差; x_l 和 x_u 分别为结构参数的上限和下限。

模态振型相似度可由模态置信度 M_{AC} 值表示,根据试验测试和有限元模型计算识别出的模态振型构造目标函数

$$g(x) = \sum_{i=1}^m Y_i \left(\frac{1 - \sqrt{M_{ac_i}}}{M_{AC_i}} \right)^2 \quad (6)$$

式中: M_{ac_i} 为第 i 阶模态分析模型与实测模型的相关程度; Y_i 为第 i 阶模态分析对应权重系数。

2 典型螺栓连接结构有限元分析

2.1 有限元实体模型建立

基于ANSYS建立有限元实体参数化模型,如图1所示。设置实际的螺栓连接接触特性,设置一端约束,一端对端面设置钢化平面并对钢化平面中心点施加集中载荷为边界条件,提取出刚度曲线,为后续简化模型提供数据支持。



图1 实体参数化模型

2.2 有限元等效简化模型建立

根据实体模型中提取出的止口部分刚度特征参数建立了等效的简化模型,如图2所示。用2个钢化平面模拟法兰安装边,每个螺栓分别用2个弹簧14单元和1个弹簧39单元来等效模拟螺栓连接结构,进行相同的边界条件设置,施加相同的轴向载荷,模拟螺栓线性刚度,以加载点轴向位移作为横坐标,简谐载荷为纵坐标,得到的简化模型(图2)及其施加轴向载荷条件下的位移曲线,存在明显的线性刚度特征,实体模型刚度系数为1433.3 N/m,2条曲线基本重合,这

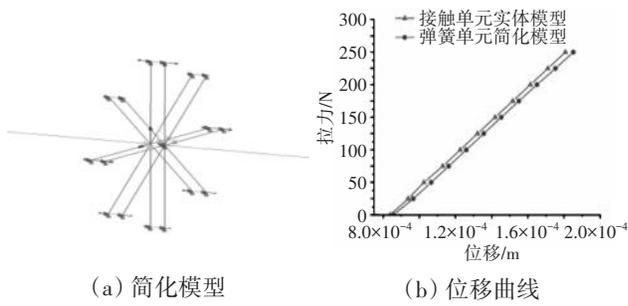


图2 简化模型及其位移曲线

与实体模型与分析简化模型的刚度特征相一致。

2.3 简化模型模态分析

根据上文中的模型简化方法对有限元模型进行结构简化,然后通过模型修正缩小分析模型与实测模型之间的误差。简化模型在“自由—自由”状态下机匣的前5阶分析模态振型见表1。

表1 简化模型前5阶分析模态振型

位置	第1阶振型	第2阶振型	第3阶振型	第4阶振型	第5阶振型
1	1.956	0.1506	-1.628	-0.1697	3.257
2	3.595	0.277	-2.971	-0.3184	6.043
3	3.597	0.2772	-2.973	-0.3186	6.047
4	4.679	0.3613	-3.83	-0.4239	7.938
5	5.101	0.3993	-4.107	-0.471	8.65

3 机匣典型螺栓连接结构模态试验

3.1 试验件和试验系统

3.1.1 圆筒试验件设计

圆筒总长度400 mm,直径为210.5 mm。螺栓数为20个,螺栓使用MJ6螺栓,螺栓间距、螺栓在安装边上的径向位置等与安装边真实结构相近。圆筒试验件如图3所示。



图3 圆筒试验件

3.1.2 圆筒试验模型建立

试验系统采用LMS SCADAS振动测量和分析系统及其配套的商用软件,为了更好地模拟圆筒试验模型的自由边界条件,采用2根柔性绳子将圆筒模型悬挂起来,在测点61处粘贴1个加速度传感器,圆筒试验件边界条件如图4所示。



使用锤击法进行模态试验,获得圆筒螺栓连接结构的自由振动频率和振

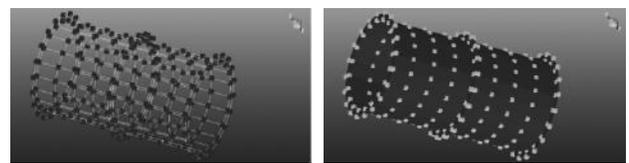
图4 圆筒试验件边界条件

型。根据圆筒划分280个测点,基于柱坐标系建立试验的测试模型,280个测点的位置坐标数据见表2。

表2 圆筒试验件位置坐标数据

测点编号	XYZ坐标值		
	径向X/m	周向Y/(°)	轴向Z/m
1	0.1232	0	0
2	0.1232	18	0
3	0.1232	36	0
4	0.1232	54	0
5	0.1232	72	0
6	0.1232	90	0
7	0.1232	108	0
8	0.1232	126	0
9	0.1232	144	0
10	0.1232	162	0
...
271	0.1232	180	0.4
272	0.1232	198	0.4
273	0.1232	216	0.4
274	0.1232	234	0.4
275	0.1232	252	0.4
276	0.1232	270	0.4
277	0.1232	288	0.4
278	0.1232	306	0.4
279	0.1232	324	0.4
280	0.1232	342	0.4

将280个测点坐标输入到模型,建立模块的柱坐标系中,再将各测点连成线、线连成面,最终完成试验模型的建立,如图5所示。



(a) 点线模型

(b) 线面模型

图5 圆筒试验件点线、线面模型

3.1.3 试验参数设置

为了减少噪声信号的干扰,提高测试精度,可以在LMS测试的采集和分析过程中采用加窗的方法。在试验敲击测点前,需要在系统中设定的参数如下:带宽频率为4096 Hz;谱线数量为8192条;采样时间为2 s;频率分辨率为0.5 Hz;每个测点的敲击次数为3。

3.2 模态试验

在试验过程采用商用软件的Impact Testing模块进行圆筒试验件的数据采集,提取出带宽范围内所关心的模态主振型。

圆筒试验件在 100% 预紧力下前 5 阶模态固有频率见表 3。

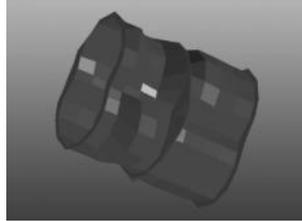
表 3 圆筒试验件在 100% 预紧力下前 5 阶模态固有频率

试验件阶次	1	2	3	4	5
固有频率/Hz	408	450	999	1055	1407

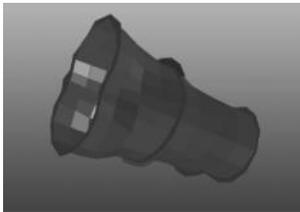
圆筒试验件在 100% 预紧力矩下结构的前 5 阶模态主振型如图 6 所示。

3.3 模态结果相关分析

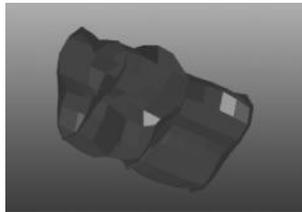
对试验、实体模型和简化模型模态分别进行振



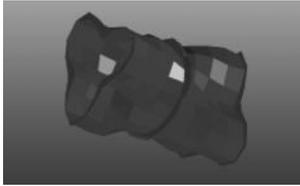
(a) 第 1 阶模态主振型



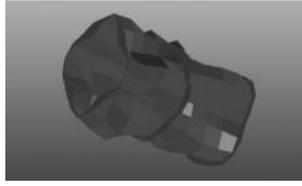
(b) 第 2 阶模态主振型



(c) 第 3 阶模态主振型



(d) 第 4 阶模态主振型



(e) 第 5 阶模态主振型

图 6 圆筒试验件在 100% 预紧力矩下结构的前 5 阶模态主振型

型提取,得出试验振型与修正前的有限元简化振型、以及有限元实体模型振型见表 4,计算得出简化模型与试验振型和实体模型的相关程度 M_{ac} 值见表 5。

表 4 试验振型、简化模型、实体模型的相关程度

阶次	试验数据轴向不同测点振型				
1	-0.86	-1	-0.99	-0.65	-0.43
2	4.642	8.664	8.67	11.42	12.42
3	14.82	23.25	23.26	25.83	25.43
4	1.358	1.146	1.145	0.004	-0.83
5	1.013	1.874	1.875	2.453	2.657
阶次	简化模型轴向不同测点振型				
1	1.956	3.595	3.597	4.679	5.101
2	0.15	0.277	0.277	0.361	0.399
3	-1.62	-2.97	-2.97	-3.83	-4.10
4	-0.16	-0.31	-0.31	-0.42	-0.47
5	3.257	6.043	6.047	7.938	8.65
阶次	实体模型轴向不同测点振型				
1	-0.60	-0.695	-0.688	-0.45	-0.296
2	3.254	6.069	6.074	7.999	8.699
3	10.37	16.28	16.28	18.08	17.80
4	0.96	0.81	0.806	0.007	-0.57
5	0.71	1.316	1.317	1.722	1.864

表 5 修正前振型相关程度阶次简化模型与试验数据 M_{ac} /%

阶次	简化模型与试验数据 M_{ac} /%	简化模型与实体模型 M_{ac} /%
1	78.47	87.52
2	71.87	83.66
3	80.30	79.55
4	74.58	71.84
5	60.34	89.88

分析可知,简化模型与试验模型和实体模型之间均存在较大的差别,这可能是由于在动力学模型简化的过程中,改变了结构参数导致的误差,也说明试验数据因为采样点布置密度及振型提取等原因也存在较大误差,因此为了提高简化模型精度,尝试采用实体模型模态结果代替试验模态结果进行简化模型修正的方法,依据实体模型振型对简化模型进行修正。

4 机匣螺栓连接结构模型修正

4.1 修正参数的选择和修正过程

由上文的分析结果可知,模型的简化对于模态的准确性造成了较大的影响。模态影响因素的研究表明,影响模态的主要因素包括材料属性、结构特征、约束条件以及连接刚度。对模态的主要影响则体现在对振动方程中质量矩阵 $[M]$ 和刚度矩阵 $[K]$ 的影响,因此把力学简化模型的结构参数(弹簧单元弹性系数 K 以及质量单元质量系数 M),以 2 类变量参数为修正对象,以实体模型振型为基准,以式(4)为准则,构建目标函数,对目标函数响应面拟合结果如图 7 所示。得出当目标函数在区间内取得最值时对应的变量参数,即为修正后的结构参数。

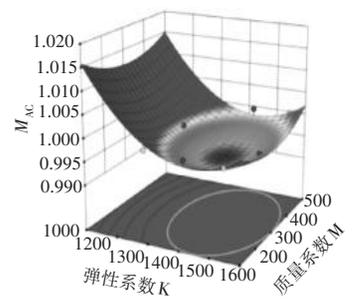


图 7 响应面拟合结果

分析响应面结果可知,单阶模态置信度 M_{ac} 随着弹簧单元系数 K 和质量单元质量 M 在最低点周围呈现等高特性,单阶模态置信度在 0.993 ~ 1 之间进行预测,能够成功预测弹簧单元系数 K 和质量单元质量 M 在变化过程中对应的单阶模态置信度有良好的预测性能。

4.2 修正结果分析

简化模型修正前后与实体模型模态的相关性见

表6。经分析可知,修正简化模型计算振型与实体模型振型的相关性较修正前有了较大的提高。

表6 简化模型修正前后与实体模型模态的相关性 %

阶次	修正前 M_{ac}	修正后 M_{ac}
1	87.52	94.67
2	83.66	95.23
3	79.55	97.12
4	77.84	94.77
5	89.88	96.44

修正后的简化模型与实体模型在前5阶的模态的振型仍然有一定的差别,误差在6%之内,因此如何更有效地简化动力学模型以及更科学地提取模态信息仍需要进一步深入研究。

5 结论

(1)基于参数响应面优化方法,利用航空发动机机匣振动模态实体振型数据,对机匣螺栓连接结构的有限元简化模型进行了修正。修正后各阶计算振型与实体模型的相关性较修正前有了较大提高。

(2)本文动力学简化模型结构简单,计算方便,具有良好的动力学特征,并且参数型修正方法可以避免对模型进行多次调用,提高了简化模型修正的效率。但修正后的有限元简化模型计算结果与前5阶模态的实体模型振型结果仍有约6%差异。

在试验过程以及模态信息的提取过程中仍存在一定的误差,如何更有效地简化动力学模型以及更科学地提取模态信息仍需进一步研究。

参考文献:

- [1] Mottershead J E, Friswell M L. Model updating in structure dynamics: a survey[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 167(2): 347-375.
- [2] Imregun M, Sanliturk K Y, Ewins D J. Finite element model updating using frequency response function data: II case study on a medium-size finite element model[J]. Mechanical Systems, Signal and Processing, 1995, 9(2): 187-202.
- [3] Mares C, Friswell M I, Mottershead J E. Model updating using robust estimation[J]. Mechanical Systems, Signal and Processing, 2002, 16(1): 169-183.
- [4] Wang W Z, John E M, Christopher M S, et al. Patterson, shape features and finite element model updating from full-field strain data[J]. International Journal of Solids, Structures and Processing, 2011, 11(12): 1644-1657.
- [5] Levin R I, Lieven N A J. Dynamic finite element model updating using neural networks[J]. Journal of Sound, Vibration and Processing, 2011, 210(5): 593-607.
- [6] Berman A, Nagy E J. Improvement of a large analytical model using test data [J]. AIAA Journal, 1979, 21(8): 1168-1173.
- [7] Baruch Y B, Itzhack M. Optimal weighted orthogonalization of measured modes[J]. AIAA Journal, 1978, 4(16): 346-351
- [8] Mares C, Mottershead J E, Friswell M L. Result obtained by minimizing natural-frequency errors and using physical reasoning[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2003, 17(1): 39-46.
- [9] 武威. 螺栓联接薄壁机匣结构刚度计算方法研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2014.
- WU Wei. Study on structural stiffness calculation method of thin-walled casing connected with bolts[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University. 2014. (in Chinese)
- [10] Stentson P. Inversion of first perturbation theory and its application to structural design[J]. AIAA Journal, 1976, 4(14): 1126-1131
- [11] Kabe A M. Stiffness matrix adjustment using mode data[J]. AIAA Journal, 1985, 9(23): 1431-1436.
- [12] Mottershead J E, Mares C, Friswell M I. Selection and updating of parameters for an aluminum space-frame model[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2000, 14(6): 923-944.
- [13] Mottershead J E, Michael L, Friswell M I. The sensitivity method in finite element model updating: a tutorial[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(7): 2275-2296.
- [14] Ren W X, Fang S E, Deng M Y. Response Surface-based finite-element-model updating using structural static responses[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2011, 137(4): 248-257.
- [15] 邓苗毅,任伟新,王复明. 基于静力响应面的结构有限元模型修正方法[J]. 实验力学, 2008, 23(2): 103-109
- DENG Miaoyi, REN Weixin, WANG Fuming. Method of structural finite element model modification based on static response surface[J]. Experimental mechanics, 2008, 23(2): 103-109. (in Chinese)
- [16] 邓苗毅,任伟新. 基于响应面方法的结构有限元模型修正研究进展[J]. 铁道科学与工程学报, 2008(3): 42-45.
- DENG Miaoyi, REN Weixin. Research progress of structural finite element model modification based on response surface method[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2008(3): 42-45. (in Chinese)
- [17] 马双超,臧朝平. 某航空发动机机匣的动力学模型修正. 航空动力学报, 2013, 28(4): 878-884.
- MA Shuangchao, ZANG Chaoping. Dynamic model modification of an aviation engine casing[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(4): 884-878. (in Chinese)

(编辑:程海)

高空通风活门内流场特性数值模拟和试验验证

韩金在^{1,2}, 苏 壮^{1,2}

(1. 中国航发沈阳发动机研究所, 2. 中国航空发动机集团航空发动机动力传输重点实验室: 沈阳 110015)

摘要: 为准确掌握大通风量条件下高空通风活门工作特性, 以高空通风活门为研究对象开展流场特性数值仿真分析技术研究, 对不同膜盒间隙的高空通风活门内部流场进行对比分析, 获得了不同入口质量流量条件下高空通风活门的压降特性曲线。结合滑油系统附件试验器改造, 利用小量程与大量程体积流量计组合形式实现纯空气体流量的测量, 开展了高空通风活门压降试验, 并将试验结果与数值仿真分析结果进行对比验证。结果表明: 仿真分析结果与试验结果吻合较好, 流场特性仿真分析方法可用于高空通风活门压降特性预测, 现有高空通风活门在不同膜盒间隙下内流场特性相似, 其压降主要集中于膜盒间隙处, 改善膜盒间隙处结构, 可有效降低压降。

关键词: 通风活门; 膜盒间隙; 通风系统; 润滑系统; 航空发动机

中图分类号: V233.4

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.015

Numerical Simulation and Experimental Verification of Flow Field Characteristics in High-altitude Ventilation Valve

HAN Jin-zai^{1,2}, SU Zhuang^{1,2}

(1. AECC Shenyang Engine Research Institute,

2. AECC Key Laboratory of Power Transmission Technology on Aero-engine: Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to accurately grasp the characteristics of high-altitude ventilation valves under high-flow ventilation conditions, the numerical simulations and analyses were conducted on the flow field characteristics of a high-altitude ventilation valve. Comparative analyses were conducted on the internal flow fields of the ventilation valve with different bellow clearances, and the pressure drop characteristic curves of the valve under different inlet mass flow conditions were obtained. Leveraging the opportunity of renovating the lubricating oil system accessory tester, a combination of small-range and large-range volume flowmeters was used to measure pure air volume flow. The pressure drop tests of the valve were conducted, and numerical results were compared and verified with test results. The results show that the numerical results are in good agreement with the test results, the simulation analysis method can be used to predict the pressure drop characteristics of high-altitude ventilation valves. The valve has similar internal flow field characteristics under different bellow clearances, the pressure drop mainly occurred near the bellow clearance area, and the structural improvement near the bellow clearance can effectively reduce the pressure drop.

Key words: ventilation valve; bellow clearance; ventilation system; lubrication system; aeroengine

0 引言

自由通风系统是航空发动机润滑系统^[1-2]普遍采用的通风形式, 当发动机处于高空飞行状态时, 润滑系统中滑油泵进口压力随大气压力降低而降低。为满足高空条件下滑油泵进口压力需求^[3-4], 确保滑油供给, 进而保证润滑系统在飞行包线内正常工作, 通常在通风系统出口安装高空通风活门, 其工作特性对发

动机通风系统至关重要。

高空通风活门工作特性受通风系统通风量^[5-6]影响, 引起航空发动机通风系统工作特性变化, 掌握其阻力特性对通风系统的设计具有指导意义。Glahn 等^[7-8]通过计算流体力学(CFD)方法预测滑油系统部件内部油气两相流流动, 用于指导轴承腔通风设计; Eastwick 等^[9]通风系统中通风器进行了数值模拟, 并给出了通风器内流场速度分布; Willenborg 等^[10]采用

收稿日期: 2021-08-21 基金项目: 航空动力基础研究项目资助

作者简介: 韩金在(1987), 男, 硕士, 工程师。

引用格式: 韩金在, 苏壮. 高空通风活门内流场特性数值模拟和试验验证[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 103-106. HAN Jin-zai, SU Zhuang. Numerical Simulation and Experimental Verification of Flow Field Characteristics in High-altitude Ventilation Valve[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 103-106.

试验的方法对通风系统中装有海绵状金属基体的通风器性能进行了研究,给出了通风量、转速等对压力损失的影响规律;李国权^[11]深入研究了高空通风活门膜盒的工作过程,并推导了膜盒封焊压力斜线的理论方程式;谷俊^[12]总结归纳了高空通风活门完整的空中工作特性以及与结构参数的关联性。虽然中国对高空通风活门特性的研究很少,但可借鉴其他活门的研究方法。李嘉等^[13]通过数值模拟对不同出口节流开度的等压差活门模型进行了对比研究;相晓伟等^[14]对调节阀进行了3维流场特性的数值模拟。在航空发动机润滑系统设计中,通风系统通风量高达30 g/s,远远超过现有通风量水平(10 g/s以下),高空通风活门阻力特性不明,为保持稳定的封严压差与防止通风系统腔压超限,结合数值模拟结果与膜盒间隙变化,对高空通风活门开展内流场特性研究。

本文采用基于商业软件的数值仿真方法^[15-16],对高空通风活门模型进行内流场特性研究及针对不同入口流量和不同膜盒间隙下的压降变化进行分析,并结合试验方法开展高空通风活门阻力特性验证,为通风系统和高空通风活门设计提供参考^[17]。

1 高空通风活门结构

发动机高空通风活门结构如图1所示。高空通风活门由膜盒活门和弹簧活门组成。其中膜盒活门是由膜盒壳体、波纹管、膜盒盖组成的充满氩气的封闭腔;弹簧活门由活门座、弹簧及活门组成。当大气压力降低时,作用于膜盒盖的压力降低,膜盒盖移动,膜盒间隙减少,直至关闭通风导管,此时通风系统腔内压力由弹簧活门控制。本文以膜盒活门打开状态下的高空通风活门为研究对象,此时弹簧活门处于关闭状态。

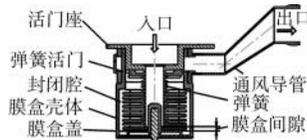


图1 发动机高空通风活门结构

2 物理模型

真实的高空通风活门内部结构复杂,加之弹簧活门及相关安装结构对内部稳态流场影响较小,为简化模型,忽略弹簧活门结构。该计算域为由活门座、膜盒盖、膜盒壳体、通风导管组成的连通区域。膜盒壳体计算域与其他零件连接截面采用interface,保证整体计算域内均为六面体网格^[18]。关键的壁面附近采用边界层网格,保证壁面 y^+ 在合理范围内。网格总数约为

200万的方案的求解结果具有网格的独立性。计算域网格划分如图2所示。

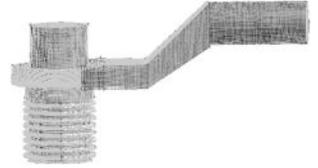


图2 计算域网格划分

3 数值方法

3.1 控制方程

连续性方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = S_m \quad (1)$$

式中: ρ 为密度; \mathbf{u} 为速度; S_m 为质量源项。

动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{F} \quad (2)$$

式中: p 为静压; \mathbf{F} 为外部体积力矢量; $\boldsymbol{\tau}$ 为应力张量。

3.2 边界条件

模型进口采用质量流量入口边界条件,入口流动方向垂直于进口面,出口采用压力出口边界条件,压力为标准大气压力(101325 Pa),湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 模型,壁面给定无滑移边界条件。计算过程进行了如下假设:流体为不可压缩、牛顿流体;介质选择纯空气;内部流体没有热传导现象等^[19]。

4 计算结果及分析

4.1 膜盒间隙为4 mm下内流场仿真分析

膜盒间隙为4 mm、入口质量流量为10 g/s时的压力分布、速度矢量分布如图3、4所示。

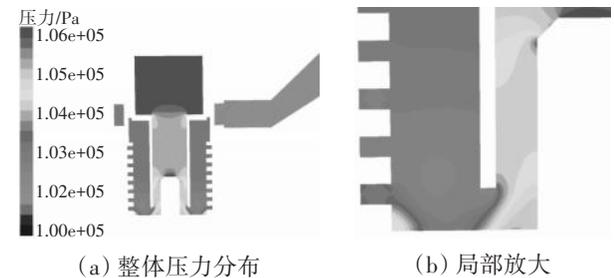


图3 压力分布(膜盒间隙为4 mm、入口质量流量为10 g/s)

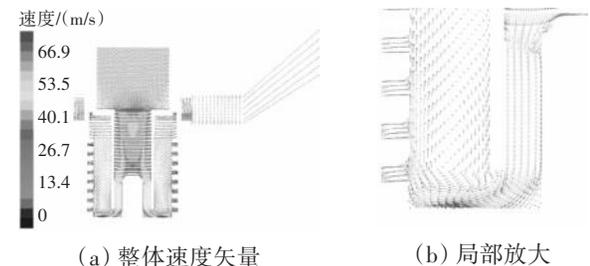


图4 速度矢量分布(膜盒间隙为4 mm、入口质量流量为10 g/s)

从图3中可见,高空通风活门进口至出口压力逐渐降低,在膜盒间隙处的压力梯度变化较大,其压降

主要集中在该处。从图 4 中可见,膜盒间隙处由于截面面积减小,导致速度骤增,其最大速度位置为膜盒间隙处,且膜盒间隙处气体反向流动,存在漩涡流动,是能量损失集中的地方,漩涡中心的压力明显小于其他部分。

高空通风活门压降值取计算域入口与出口静压之差,膜盒间隙为 4 mm 时压降-入口质量流量曲线如图 5 所示。

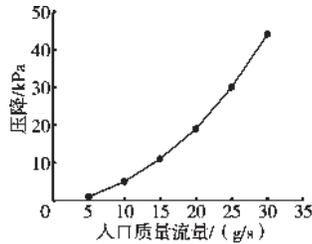


图 5 压降-入口质量流量曲线 (膜盒间隙为 4 mm)

从图中可见,在膜盒间隙为 4 mm 时,随入口质量流量增加,高空通风活门压降近似呈抛物线增加。当入口质量流量从 10 g/s 增加至 30 g/s 时,其压降增长约 8 倍,随着入口质量流量增加,高空通风活门膜盒间隙处流速增加,加之气体通过膜盒间隙后撞击引起速度变化大,导致压降大,改善此处结构可有效减少压降。

4.2 膜盒间隙为 2 mm 下内流场仿真分析

膜盒活门关闭过程中,膜盒间隙逐渐减小,选取膜盒间隙为 2 mm,对高空通风活门内流场作进一步分析。膜盒间隙为 2 mm、入口质量流量为 10 g/s 时的压力分布、速度矢量分布分别如图 6、7 所示。

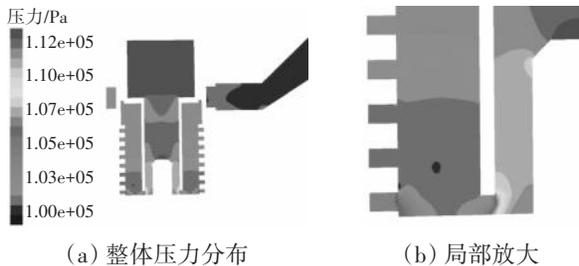


图 6 压力分布 (膜盒间隙为 2 mm、入口质量流量为 10 g/s)

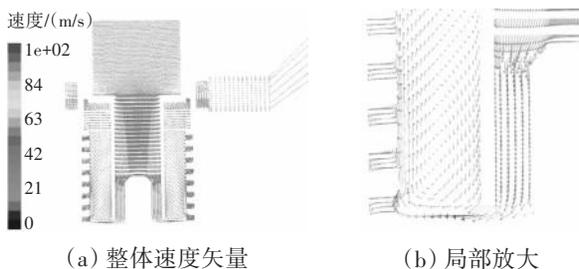


图 7 速度矢量分布 (膜盒间隙为 2 mm、入口质量流量为 10 g/s)

从图中可见,随着膜盒间隙减小,高空通风活门在相同入口质量流量下内流场流动性能大致相似,速度压力分布趋势一致,但是流动状态有细微变化,膜盒间隙处漩涡流动越来越大,尺寸也随膜盒间隙减少

而增加,气体通过膜盒间隙后撞击引起速度变化增大,压降进一步增大。

膜盒间隙为 2 mm 时,压降-入口质量流量曲线如图 8 所示。从图中可见,其压降随入口质量流量增加而增加,且随着膜盒间隙减少,压降进一步增加,当入口质量流量从 10 g/s 增加至 30 g/s 时,其压降增长约 9.6 倍。对比图 5 与图 8,随着膜盒间隙减少 50%,入口质量流量为 10 g/s 时,高空通风活门压降增加约 2 倍。

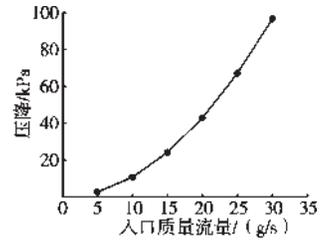


图 8 压降-入口质量流量曲线 (膜盒间隙为 2 mm)

5 试验验证

5.1 试验系统

为满足试验系统要求,对滑油系统附件试验器进行了部分改造,试验原理如图 9 所示。该系统包含双入口空气系统,利用小量程与大量程体积流量计组合形式实现纯空气体积分量的测量,高空通风活门试验件膜盒间隙为 4 mm。



图 9 试验原理

将气体体积流量换算为所对应的质量流量

$$m = \frac{P_2 \cdot (Q_1 + Q_2)}{RT} \quad (3)$$

式中: m 为换算质量流量; Q_1 、 Q_2 分别为小量程、大量程体积流量计测量纯空气的体积流量; R 为空气气体常数; P_2 为进入高空通风活门的气源压力; T 为进入高空通风活门的气源温度。

5.2 数据对比

为验证所用的数值仿真计算方法的准确性,对高空通风活门特性仿真数据与试验数据进行了对比,如图 10 所示。其中试验数据

压降选取为压力 P_2 与外界大气压力差值。从图中可见,计算结果与试验结果吻合较好,应用此数值仿真计算方法能够较好地模拟高空通风活门压降特性。

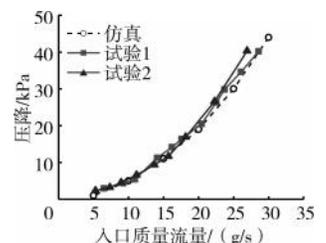


图 10 试验数据与仿真数据对比

6 结论

(1) 高空通风活门压降随入口质量流量增加而增加,膜盒间隙处由于截面面积减小,导致速度骤增,加之膜盒间隙处气体反向流动,导致压力梯度变化较大,压降主要集中在该区域。

(2) 不同膜盒间隙下高空通风活门内流场特性相似,随着高空通风活门膜盒间隙减小,其形成的旋涡流动变大,尺寸也随之增加,气体通过膜盒间隙后引起的压降进一步增大。

(3) 改善高空通风活门膜盒间隙处结构,可有效减小压降。

本文的数值模拟方法及结果可为高空通风活门结构设计提供技术支持。

参考文献:

- [1] 林基恕. 航空燃气涡轮发动机机械系统设计[M]. 北京: 航空工业出版社, 2005: 95-116.
LIN Jishu. Mechanic system design of aero-engine[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2005: 95-116. (in Chinese)
- [2] 李国权. 航空发动机滑油系统的现状及未来发展[J]. 航空发动机, 2011, 37(6): 49-52.
LI Guoquan. Analysis of altitude performance of aeroengine oil pump[J]. Aeroengine, 2011, 37(6): 49-52. (in Chinese)
- [3] 李国权. 航空发动机滑油泵高空性分析[J]. 航空发动机, 2008, 34(1): 46-47.
LI Guoquan. Present and future of aeroengine oil system[J]. Aeroengine, 2008, 34(1): 46-47. (in Chinese)
- [4] 王灵峰, 郭迎清, 张效伟. 某型涡扇发动机润滑系统高空适应性改进设计[J]. 机械设计与制造, 2005(12): 1-3.
WANG Lingfeng, GUO Yingqing, ZHANG Xiaowei. Improved design of high altitude adaptability on a turbo-fan aeroengine's lubricating system[J]. Machinery Design & Manufacture, 2005 (12): 1-3. (in Chinese)
- [5] 田文正, 李国权, 杜红军. 某型发动机滑油通风节流嘴流量-阻力特性试验研究[J]. 航空发动机, 2010, 36(5): 56-58.
TIAN Wenzheng, LI Guoquan, DU Hongjun. Experimental study of choke flow-drag characteristics for an aeroengine lubrication throttling vent system[J]. Aeroengine, 2010, 36(5): 56-58. (in Chinese)
- [6] 郁丽, 李国权. 节流通风的航空发动机轴承腔腔压计算方法[J]. 航空动力学报, 2012, 27(11): 2616-2621.
YU Li, LI Guoquan. Calculation method of bearing chamber pressure for aeroengine throttling vent lubrication system[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(11): 2616-2621. (in Chinese)
- [7] Glahn A, Blair M F, Allard K L, et al. Disintegration of oil films emerging from radial holes in a rotating cylinder[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125: 1011-1120.
- [8] Glahn A, Kurreck M, Willmann M, et al. Feasibility study on oil droplet flow investigations inside aeroengine bearing chambers-PPDA techniques in combination with numerical approaches[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1996, 118: 749-755.
- [9] Eastwick C N, Simmons K, Wang Y, et al. Study of aero-engine oil-air separators[J]. Journal of Power and Energy, 2006, 220(7): 707-717.
- [10] Willenborg K, Klingsporn M, Tebby S, et al. Experimental Analysis of Air/Oil Separator Performance[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(6): 062503.
- [11] 李国权. 论航空发动机高空膜盒的封焊斜线[J]. 航空发动机, 2004, 30(1): 37-39.
LI Guoquan. Linear characteristic of welding pressure to the altitude bellow for aeroengine[J]. Aeroengine, 2004, 30(1): 37-39. (in Chinese)
- [12] 谷俊. 航空发动机滑油系统高空通风活门空中特性研究[J]. 航空科学技术, 2013(1): 45-48.
GU Jun. Study of ventilation valve for aero-engine lubrication system in flight performance[J]. Aeronautical Science & Technology, 2013(1): 45-48. (in Chinese)
- [13] 李嘉, 李华聪, 符江锋. U型节流槽等压差活门内流场特性[J]. 航空动力学报, 2016, 31(6): 1469-1476.
LI Jia, LI Huacong, FU Jiangfeng. Flow field characteristics of the U-shaped throttling constant differential pressure valve[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(6): 1469-1476. (in Chinese)
- [14] 相晓伟, 毛靖儒, 孙弼. 汽轮机调节阀全工况三维流场特性的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2006, 40(3): 289-293.
XIANG Xiaowei, MAO Jingru, SUN Bi. Numerical investigation of flow characteristic of control valve of steam turbine in entire range of operating mode[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2006, 40(3): 289-293. (in Chinese)
- [15] 韩金在, 陈聪慧, 徐让书. 超高转速离心通风机性能仿真分析[J]. 航空动力学报, 2016, 31(3): 685-691.
HAN Jinzai, CHEN Conghui, XU Rangshu. Simulation analysis on performance of a high speed centrifugal oil-air separator[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(3): 685-691. (in Chinese)
- [16] 赵蕾. 阀芯运动过程液压滑阀内部流场的CFD计算[D]. 太原: 太原理工大学, 2008.
ZHAO Lei. CFD study for the flow field inside the hydraulic spool valve considering of the movement of valve element[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2008. (in Chinese)
- [17] 李宏新, 李国权. 航空发动机动力传输系统的技术发展思考[J]. 航空发动机, 2013, 39(2): 1-5.
LI Hongxin, LI Guoquan. Technology development thought on aeroengine power transmission system[J]. Aeroengine, 2013, 39(2): 1-5. (in Chinese)
- [18] 徐让书, 邵长浩, 牛玲. 结构因素对离心通风机性能影响的数值研究[J]. 航空发动机, 2014, 40(6): 18-23.
XU Rangshu, SHAO Chanhao, NIU Ling. Numerical study on efficiency of centrifugal breather's performance of structural factors [J]. Aeroengine, 2014, 40(6): 18-23. (in Chinese)
- [19] 徐让书, 宗庆贺, 刘立博. 湍流弥散对轴心通风机油气分离过程的影响[J]. 航空发动机, 2011, 37(4): 5-9.
XU Rangshu, ZONG Qinghe, LIU Libo. Effect of turbulent dispersion on oil/gas separation process in axial ventilator[J]. Aeroengine, 2011, 37(4): 5-9. (in Chinese)

(编辑: 程海)

多层连接结构的轴向应力分布的数值计算与试验

但敏,熊翰韬,金玉阳,杨程皓
(中国民航大学 航空工程学院,天津 300300)

摘要:为了解多层连接结构的轴向应力分布,从双层法兰螺栓连接结构连接轴向载荷分布着手,建立了被连接件轴向应力分布的中空椭球体分布模型,推导出被连接件的轴向连接刚度理论表达式;并进行了连接结构扭矩与预紧力关系的试验及压力分布测试试验;将该模型应用于航空发动机多层法兰连接结构,采用数值模型和试验方法对中空椭球体模型进行验证。结果表明:测试试验件预紧力与力矩呈正相关,且拧紧系数约为 0.2,可满足工程中无润滑条件下螺栓拧紧力矩系数的经验值;连接界面接触范围随扭矩的增大先增大到一定范围后保持不变;与被连接件轴向应力分布的试验测试结果相比,采用改进的中空椭球体模型和原中空圆锥体模型的计算结果的最大误差分别为 9.42% 和 21.97%,证明了改进的中空椭球体分布模型的精度较高。

关键词:航空发动机;多层连接结构;轴向应力分布;分布模型

中图分类号:V232.7

文献标识码:A

doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.016

Numerical and Experimental Investigation of Axial Stress Distribution in Multi-layer Connection Structures

DAN Min, XIONG Han-tao, JIN Yu-yang, YANG Cheng-hao

(College of Aeronautical Engineering, Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China)

Abstract: To analysis the axial stress distribution of multi-layer connection structures, starting from the axial load distribution of double flange bolt connection structures, a hollow ellipsoid distribution model of axial stress distribution of connected parts was proposed, and the theoretical expression of axial member stiffness of connected parts was derived. Experimental investigations of the torque-preload relationship and pressure distribution were carried out. The proposed model was applied to multi-layer flange connection structures of an aeroengine, and the hollow ellipsoid model was numerically and experimentally verified. The results show that the preload is positively correlated with the torque, and the tightening coefficient is about 0.2, which is consistent with the empirical value of bolt tightening torque coefficient under no lubrication condition in engineering. With the increase of torque, the contact range of the connection interface increases to a certain extent and then remains unchanged. Compared with the experimental results of axial stress distribution of the connected parts, the maximum error of the calculation results using the improved hollow ellipsoid model and the original hollow cone model are 9.42% and 21.97%, respectively, proving the improved hollow ellipsoid distribution model has higher accuracy.

Key words: aeroengine; multi-layer connection structure; axial stress distribution; distribution model

0 引言

由于航空发动机结构的设计、工艺、检验和维修等方面的需要,在涡轮、压气机、机匣等关键部件的连接中为提供支撑及密封^[1-3],采用了大量的螺栓连接结构。在航空发动机结构中,人工装配引起的实际预紧效果与理论值存在较大的不确定性^[4-5],影响发动机的可靠性,最终导致连接结构及刚度对静力学和动力学性能产生重要影响^[6-8]。

众多学者对螺栓连接结构开展了建模研究。Zhao 等^[9]利用固有频率试验和有限元分析预测了螺栓连接界面的接触刚度,并分析出不同的固有频率对接触刚度有不同的影响权重;Grosse 等^[10]建立 2 维轴对称有限元模型,研究各种参数对轴向连接刚度的影响;杜家政等^[11]采用 6 自由度弹簧模拟螺栓连接,建立了螺栓连接结构的仿真模型,在考虑到结构的振型下,采用连接刚度优化算法建立了动力学优化模型;陈磊磊等^[12]基于单个螺栓连接结构接触和螺栓预紧

收稿日期:2022-07-26 基金项目:中央高校基本科研项目(3122023015)资助

作者简介:但敏(1983),男,博士,讲师。

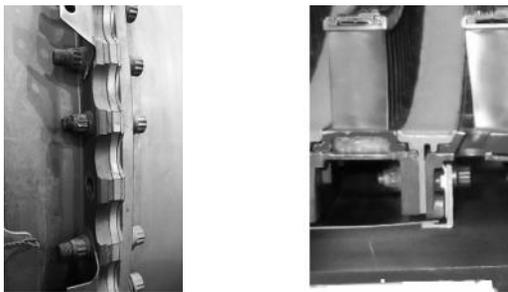
引用格式:但敏,熊翰韬,金玉阳,等.多层连接结构的轴向应力分布的数值计算与试验[J].航空发动机,2024,50(3):107-113.DAN Min,XIONG Hantao,JIN Yuyang,et al.Numerical and experimental investigation of axial stress distribution in multi-layer connection structures[J].Aeroengine,2024,50(3):107-113.

力的静力学分析结果,结合赫兹接触理论和M-B分形模型,建立了单个螺栓连接结构的法向和切向的静刚度计算模型;李俊慧等^[13]研究了不同结构参数及载荷对套齿结构连刚度和接触状态的影响规律,提出了套齿结构的动力学设计方法;刘宏蕾等^[14]研究了在倾角不对中的情况下,利用发动机套齿结构的运动特点,采用了果蝇优化算法对套齿结构齿侧间隙进行了稳健性优化设计;裴喜永等^[15]通过半解析研究法利用载荷、扭矩及二者共同作用下亚表面的应力分布规律,揭示扭矩和摩擦系数对卸载时应力分布的影响;姚星宇等^[16]利用有限元仿真对不同连接形式下螺栓连接结构轴向应力分布给出连接刚度理论表达式;Lehnhoff等^[17]利用有限元方法计算了不同螺栓尺寸的构件刚度和螺栓与被连接构件的应力分布,同时考虑了构件的厚度和材料。

上述研究均基于普通螺栓对双层连接结构采用中空圆锥角模型进行的分析,而在发动机的实际连接结构中,由于盘-轴装配或机匣外层管路安装等需要,存在大量3~5层的连接结构。但在发动机的设计与评估中,缺乏对多层连接结构的相关研究。为满足相关需求,本文对发动机中多层法兰螺栓连接结构连接刚度及轴向应力分布进行研究。

1 螺栓连接预紧力与扭矩关系

发动机结构中常见的多层螺栓连接结构如图1所示。从图中可见,螺栓连接多由2~6层法兰结构组成,通过短螺栓进行连接。



(a) 机匣连接结构(6层) (b) 压气机静子(4层)

图1 发动机多层螺栓连接结构

本文研究参考了民航发动机螺栓连接结构的尺寸,对外形等进行了简化处理,保留了法兰边的主要物理特性,并沿其周向取单扇区的螺栓做静力学试验研究对象。

参照航空标准^[18],螺栓拧紧力矩的理论表达式为

$$M = \left(\frac{2(R^3 - r^3)f}{3(R^2 - r^2)} + \frac{d_2(P \cos \beta + f' \pi d_2)}{2(\pi d_2 \cos \beta - P f')} \right) F \quad (1)$$

式中: F 为螺栓预紧力; M 为拧紧力矩; P 为螺距; β 为螺纹半角; f 为拧紧摩擦面的摩擦因数; f' 为螺纹接触面的摩擦因数; d_2 为螺纹中径; R 为拧紧摩擦面螺母承力面外半径; r 为拧紧摩擦面螺母承力面内半径;一般 Pf' 的值很小^[19]可忽略。

当摩擦系数 $f'=f$ 时, f 为等效摩擦系数,则式(1)可简化为

$$M = \left(\frac{2(R^3 - r^3)f}{3(R^2 - r^2)} + \frac{P}{2\pi} + \frac{fd_2}{2\cos\beta} \right) F \quad (2)$$

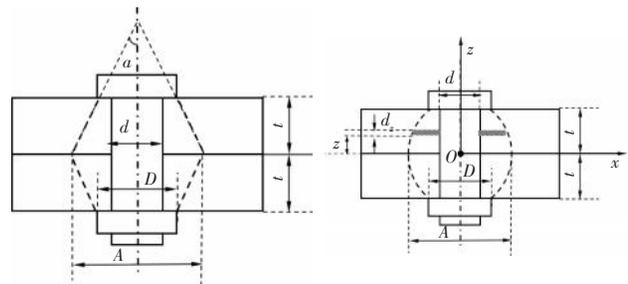
故可得整个连接结构的等效摩擦系数表达式

$$f = \left(\frac{M}{F} - \frac{P}{2\pi} \right) / \left(\frac{2(R^3 - r^3)}{3(R^2 - r^2)} + \frac{d_2}{2\cos\beta} \right) \quad (3)$$

由式(3)可知,在已知螺栓连接结构的外形尺寸及测量出的拧紧力矩和预紧力的情况下,求得整体等效摩擦系数。

2 螺栓连接结构轴向应力分布模型

在螺栓连接结构中,轴向截面应力分布分为2部分:(1)螺栓螺杆上的应力分布,主要是螺栓在预紧力作用下螺栓压缩变形,其不同结构下螺栓的分布形式基本相同为圆柱体分布;(2)连接件上的应力分布主要因为螺栓头与螺母在预紧力作用下受压变形,该部分区域受力复杂,多数学者认为整个区域可近似为2个对称的中空圆锥体结构^[10-12]如图2(a)所示。



(a) 中空圆锥体分布模型 (b) 中空椭球体分布模型

图2 被连接件轴向分布模型

中空圆锥体分布模型中 $x-o-z$ 截面是三角形,通常用半锥角 α 表示^[13-14]

$$\tan \alpha = (A - D)/(2t) \quad (4)$$

式中: A 为连接界面最大接触范围的接触面直径; t 为单个被连接件的厚度; D 为螺栓头部与被连接件的接

触面直径,可用被连接结构连接刚度 k_{cone} ^[15-16]表示

$$k_{\text{cone}} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \left[\frac{(D+d)(D-d+2t \tan \alpha)}{(D-d)(D+d+2t \tan \alpha)} \right]} \quad (5)$$

式中: d 为被连接件的孔径; E 为连接件的弹性模量。考虑到连接受压区域的应变必须连续可导,本文改进了中空圆锥体分布模型,提出了中空椭球体分布模型,其中截面为椭圆(图 2(b)),该模型用二次曲线去拟合边缘的曲线

$$\frac{4x^2}{A^2} + \frac{(A^2 - D^2)z^2}{t^2 \cdot A^2} = 1 \quad (6)$$

同时式(6)考虑到工程的应用,尽可能简化模型,避免用更高阶曲线拟合,且可通过工程上预估的锥形角或某一区域的接触直径得到。

基于被连接件轴向应变分析可得连接件的位移 δ 公式^[17],取坐标轴(图 2(b))参数,则对等厚的连接结构连接区域的连接刚度计算为

$$d\delta = \frac{F_m dz}{ES} \quad (7)$$

式中: $d\delta$ 为沿半椭球体厚度方向 z 的微小偏移量; F_m 为被连接件轴向所受的压力; E 为被连接件的弹性模量; S 为垂直 z 轴截面圆环的面积

$$S = \pi(r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2) = \pi \left(x^2 - \frac{d^2}{4} \right) = \frac{\pi}{4t^2} [(A^2 - d^2)t^2 - (A^2 - D^2)z^2] \quad (8)$$

将式(8)代入式(7)中并积分得

$$\delta = \frac{F_m}{\pi E} \int_0^t \frac{4t^2}{(A^2 - d^2)t^2 - (A^2 - D^2)z^2} dz = \frac{2t^2 F_m}{\pi E \sqrt{A^2 - d^2} \sqrt{A^2 - D^2}} \ln \left[\frac{\sqrt{A^2 - d^2} + \sqrt{A^2 - D^2}}{\sqrt{A^2 - d^2} - \sqrt{A^2 - D^2}} \right] \quad (9)$$

可求得中空椭球体分布模型的等效刚度 $k_{\text{ellipsoid}}$

$$k_{\text{ellipsoid}} = \frac{F_m}{\delta} = \frac{\pi E \sqrt{A^2 - d^2} \sqrt{A^2 - D^2}}{2t \ln \left[\frac{\sqrt{A^2 - d^2} + \sqrt{A^2 - D^2}}{\sqrt{A^2 - d^2} - \sqrt{A^2 - D^2}} \right]} \quad (10)$$

式(10)表明等效刚度与连接结构总厚度和孔径有关。

3 模型验证及分析

3.1 试验件扭矩与预紧力试验

为验证本文提出模型的正确性,螺栓连接结构试验件几何尺寸如图 3 所示,该结构由高强度螺栓螺母与钢板组成。螺栓选用 GB/T 5789-86-AM8×30,等级

为 9.8,螺母选用 GB/T 6177.1-2000-M8,被连接件选用 45#钢材料,板材厚度分别为 3、5 mm,为防止在施加拧紧力矩时被连接件发生相对转动,在板的右下侧开 1 个 $\Phi=3$ mm 的定位孔,配合定位销使用。

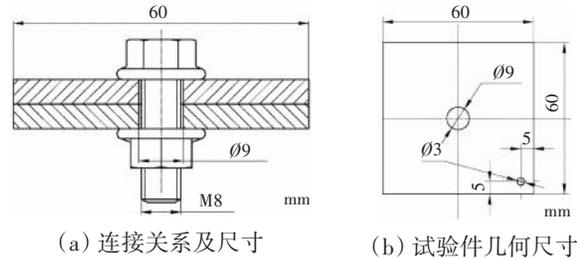


图 3 螺栓连接结构试验件

试验采用力矩控制法对螺栓进行预紧,为预紧力的精确检测,使用压力传感器(测量值为 0~500 kg 及配套的显示设备),读取预紧力;同时采用精度为 0.01 N·m 的数显力矩扳手,其力矩为 3~60 N·m,控制力矩的输出,如图 4 所示。实施载荷方式见表 1,采用单一变量法控制在不同扭矩值下进行测试。

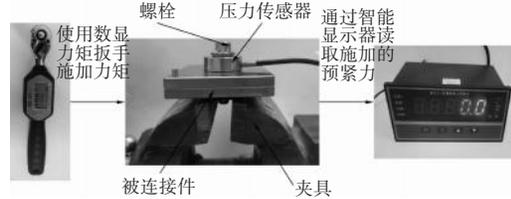


图 4 试验件试验测试

表 1 力矩与预紧力测试试验方法与参数

方法与参数	说明
预紧加载方法	手动力矩控制法
拧转部位	固定螺母,拧螺栓
力矩/N·m	从 2.0 至 7.5 约间隔 0.5 取 12 个点
加载步数	单步加载

不同厚度下预紧力-扭矩曲线的试验结果如图 5 所示。从图中可见,力矩与预紧力呈线性关系,基本满足工程中的拉扭关系式 $M=KFd$ 。其中, K 为拧紧系数; d 为螺栓的公称直径。当 $d=8$ mm 时,趋势线的斜率均为 0.0016,得到 $K=0.2$,满足工程中无润滑条件下的经验值^[19]。为保证试验的准确性,测出试验件厚度分别为 3 mm+3 mm 和 5 mm + 5 mm 在不同预紧力下的值,结果如图 6、7 所示,每组误差均小于 5%,因此该模型满足工程要求。

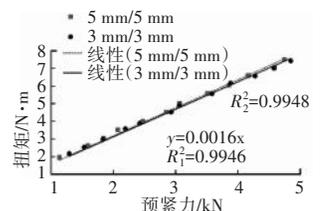


图 5 不同厚度下预紧力-扭矩曲线

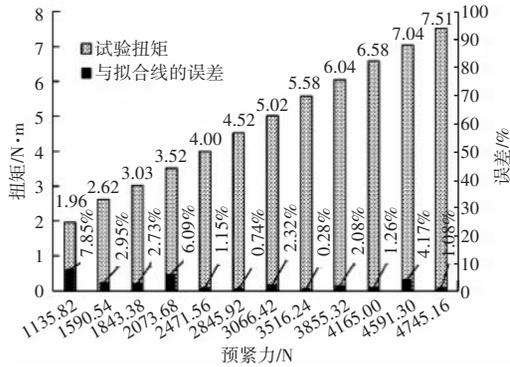


图6 3 mm+3 mm厚组件扭矩测试值及与拟合曲线误差分布

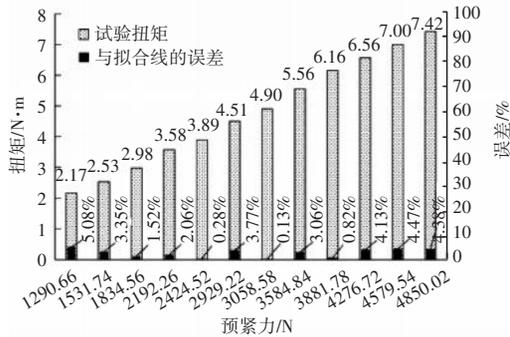


图7 5 mm+5 mm厚组件扭矩测试值及与拟合曲线误差分布

3.2 连接组件接触面直径测试

螺栓连接组件的连接界面接触直径随施加扭矩大小而变化,为能更好地观察到被连接组件在不同力矩下的受力接触直径,本文使用了感压纸(产地日本富士,型号LW)进行压力范围的测试,压敏纸测量压力为2.5~10 MPa,安装位置为被连接组件之间。

通过紧固件机械性能的国家标准(GB/T 308.13-1996)可知螺栓的最小破坏扭矩为40 N·m,工程上预紧应小于最小破坏扭矩值,故使用力矩控制法,施加力矩为5~36 N·m,测得结果如图8、9所示。

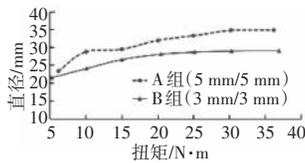


图8 连接界面接触直径随力矩变化

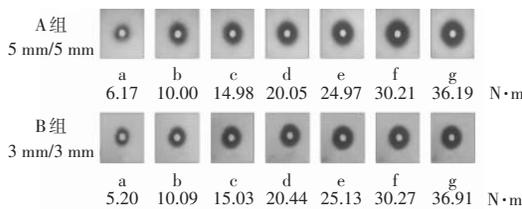


图9 连接件接触面直径随扭矩变化感压纸测试结果

从单组的感压纸的显色趋势可知,随扭矩的增大,中间区域的颜色更深,到达一定值后,再增加颜色扭矩值将趋于稳定,说明中间范围的应力最大,最先

达到感压纸的最小显色压强,且向两边扩散越来越小,达到一定范围后不再变化。对比2组试验,在相同力矩下,不同组的显色程度不同,第1组的颜色最深且直径最大;第2组的直径小,连接组件的厚度对接触范围有影响。

由式(5)与式(10)可得不同扭矩下2组模型被连接件的连接刚度随预紧力的变化,如图10所示。从图中可见,刚度随扭矩的增大而增大,当扭矩约为30 N·m时刚度就不随扭矩而变化,表明螺栓连接结构近似刚性连接。

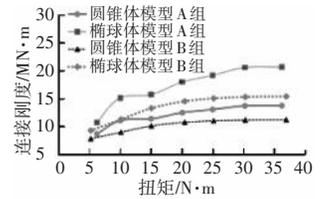


图10 被连接件的连接刚度与扭矩关系

3.3 应力分布模型有限元数值模拟及试验验证

为验证不同连接组件的应力分布,采用Abaqus软件对螺栓连接结构进行有限元分析。在分析中对螺栓螺母的螺纹啮合区进行简化,为保证计算的精度,本文利用对称结构简化进行建模,模型中各连接结构构建材料属性与真实试验件一致,见表2。同时,在被连接件之间和被连接件与螺栓螺母之间均设置了接触对,为保证计算精度,本文采用第3.1节的试验结果,通过式(3)计算得到摩擦系数 f 。试验螺栓的参数分别为: $P=1.25\text{ mm}$; $\beta=30^\circ$; $R=7.5\text{ mm}$; $r=4.5\text{ mm}$; $d_2=7.78\text{ mm}$ 。将该参数及测试的力矩与预紧力值代入式(3)中,计算出的摩擦系数取平均值得到图8中A组 $f_A=0.133$,B组 $f_B=0.131$,故取 $f=0.13$ 。选用螺栓中间截面加“bolt load”的方式施加预紧力,计算模型如图11所示。

表2 各试验件材料属性与划分的网格类型

零件	材料	弹性模量/GPa	泊松比	网格单元
螺栓	35CrMo	206	0.290	CAX4R
连接件	45#钢	210	0.275	CAX4R

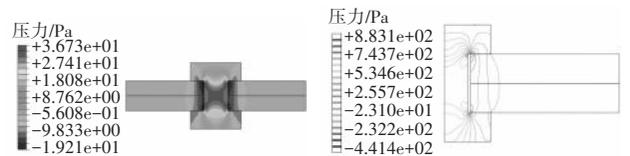


图11 有限元仿真螺栓轴向应力分布

采用有限元软件沿被连接件孔边向外的径向取路径,可分析出该路径上接触应力的分布及不同预紧

力下接触压力区径向尺寸的变化,如图 12 所示。从图中可见,随半径的增大,接触应力减小,最后达到一定位置后接触压力为零,说明螺栓连接结构接触截面达到一定范围后将保持不变,与图 9 的试验一致,因此采用感压纸测试连接界面应力分布的方法可行。

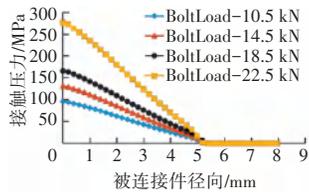


图 12 被连接件接触区径向接触压力变化

3.4 多层连接结构特性

基于在验证中空椭球体分布模型的正确性,本文将该模型拓展为多层螺栓连接结构,如图 13 所示。对于多层结构,沿螺栓轴向其应力分布平面呈椭圆形,且上下对称,最大的范围在中间截面。

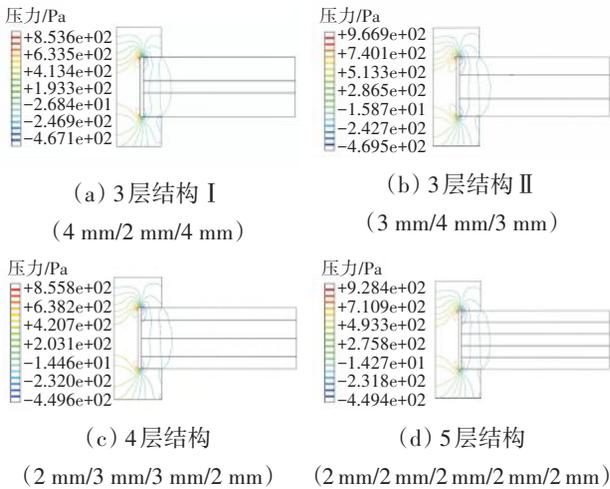
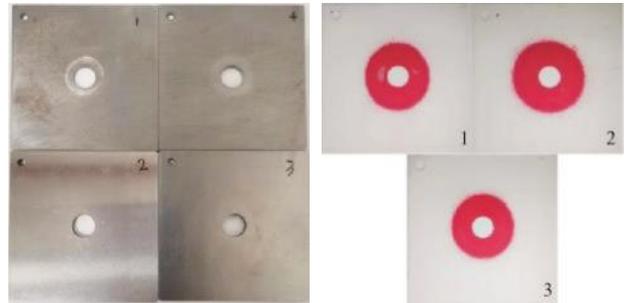


图 13 多层连接结构(从上至下)有限元分析

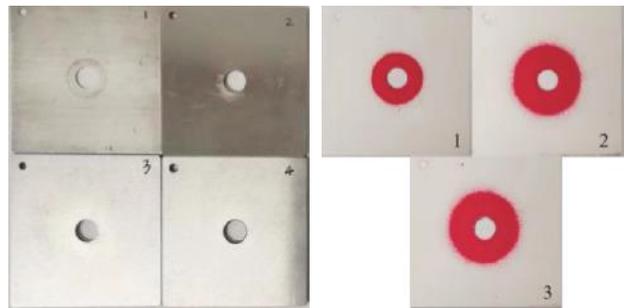
为了验证中空椭球体分布模型的优越性,本文采用多组试验对比验证。在试件标记的序号中,靠近螺栓头部试件的序号为最小序号,在螺母部位的序号为最大序号,试验共分 4 组:第 1 组为 4 层法兰螺栓连接感压纸测试试验,将总厚度为 10 mm 的连接结构分成了 2 个 3 mm 与 2 个 2 mm,如图 14(a)所示,厚度为 2 mm 的试验件设为序号 1、4,厚度为 3 mm 的试验件设为序号 2、3;第 2 组为 4 层法兰螺栓连接感压纸测试试验,将总厚度为 10 mm 的连接结构分成了 3 个 3 mm 与 1 个 1 mm,如图 14(c)所示,厚度为 1 mm 试验件设为序号 1,厚度为 3 mm 的试验件分别设为序号 2、3、4;第 3 组 5 层法兰螺栓连接感压纸测试试验,将总厚度为 10 mm 的连接结构分成 5 个厚度为 2 mm 的试验件,如图 15(a)所示;第 4 组 10 层法兰螺栓连接感压纸测试试验,将总厚度为 10 mm 的连接结构分成 10 个厚度为 1 mm 的试验件,如图 16(a)所示。各组每个试验件

之间夹上感压纸用来测试相邻夹层间的接触压力范围,为达到好的效果,4 组试验均将扭矩达 36 N·m 左右,满足国标中要求 9.8 等级 M8 螺栓的额定扭矩。



(a) 第 1 组试验片

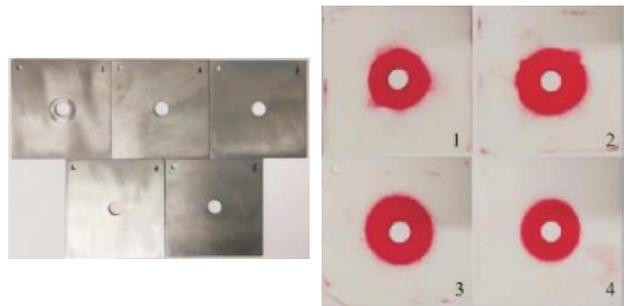
(b) 3 张层间感压纸显色结果



(c) 第 2 组试验片

(d) 3 张层间感压纸显色结果

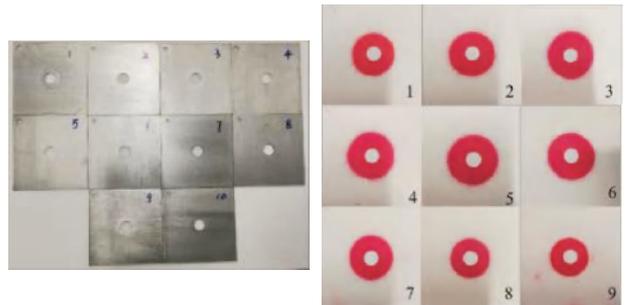
图 14 4 层法兰螺栓连接感压纸测试试验



(a) 第 3 组试验片

(b) 4 张层间感压纸显色结果

图 15 5 层法兰螺栓连接感压纸测试试验



(a) 第 4 组试验片

(b) 9 张层间感压纸显色结果

图 16 10 层法兰螺栓连接感压纸测试试验

测量出 4 组试验组实际感压纸夹层所在位置厚度下试验感压纸颜色半径,见表 3。

由表 3 可得第 1、3、4 组数据中,同组里感压纸颜色半径相对于中间层是对称的,但存在测量和加工件

表3 4组试验组位置厚度及感压纸颜色半径

夹层位置厚度/mm	感压纸颜色半径/mm			
	第1组	第2组	第3组	第4组
1		10.56		11.15
2	12.5		12.45	12.10
3				13.15
4		14.10	14.50	13.35
5	13.5			13.50
6			14.35	13.25
7		14		12.85
8	13.1		12.55	12.10
9				11.05

表面平面度等误差。4组试验件在相同夹层位置时,由于多层连接结构的等效连接刚度各不相同(见式(10)),故感压纸颜色半径不同。

将2种模型计算结果与试验测试结果进行对比,其结果和误差如图17、18所示。从图18中可见,由试验测试得到的被连接件轴向应力分布结果对于中空圆锥体模型与中空椭球体模型的计算结果对比,在4组数据中,与前者最大误差为21.97%;与后者最大误

差为9.42%,故中空椭球体分布模型的计算结果更接近测试结果。

4 结论

(1)对于法兰连接结构,轴向应力分布更符合中空椭球体分布模型,并验证了其正确性。

(2)测试试验件预紧力与力矩呈正相关,且拧紧系数约为0.2,可满足工程中无润滑条件下经验值的需要;在使用感压纸测试连接界面接触应力及区域时,随扭矩的增大,显色区域先增大达到一定范围后保持不变,表明连接区域的轴向压力只存在于一定的区域内。

(3)在多层法兰被连接件轴向应力分布试验测试中,由于多层连接结构的连接刚度各不相同,故感压纸颜色半径不同;将试验测试结果与中空圆锥体模型和中空椭球体模型的计算结果进行对比,与前者最大误差为21.97%,而与后者最大误差为9.42%,证明了中空椭球体模型更符合多层连接结构轴向应力分布。

参考文献:

- 王攀,臧朝平.机匣螺栓连接分区域薄层单元建模方法[J].航空发动机,2019,45(2):7-12.
WANG Pan, ZANG Chaoping. Modeling method of subarea thinlayer element for casing bolted joints[J]. Aeroengine, 2019, 45(2): 7-12. (in Chinese)
- 栗江,李玉奇,罗忠,等.航空发动机联接结构振动特性研究进展[J].航空发动机,2018,44(5):9-17.
LI Jiang, LI Yuqi, LUO Zhong, et al. Research progress on vibration characteristics of aeroengine jointed structures[J]. Aeroengine, 2018, 44(5): 9-17. (in Chinese)
- Sun W, Li T, Yang D J, et al. Dynamic investigation of aeroengine high pressure rotor system considering assembly characteristics of bolted joints[J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 112: 1-14.
- Chen G. Vibration modelling and verifications for whole aero-engine [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 349: 163 - 176.
- 郭文新,么宇辉,李韵,等.螺栓连接对高压转子结合面弯曲刚度的影响[J].噪声与振动控制,2018,38(1):52-57.
GUO Wenxin, YAO Yuhui, LI Yun, et al. The influence of bolt joint characteristics on bending stiffness of rotor joint surface[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(1): 52-57. (in Chinese)
- 刘卓乾,曹树谦,郭虎伦,等.含螺栓连接转子系统非线性振动特性研究[J].振动与冲击,2016,35(22):10-16,37.
LIU Zhuoqian, CAO Shuqian, GUO Hulun, et al. Vibration characteristics of rotor systems with bolt joints [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(22): 10-16, 37. (in Chinese)

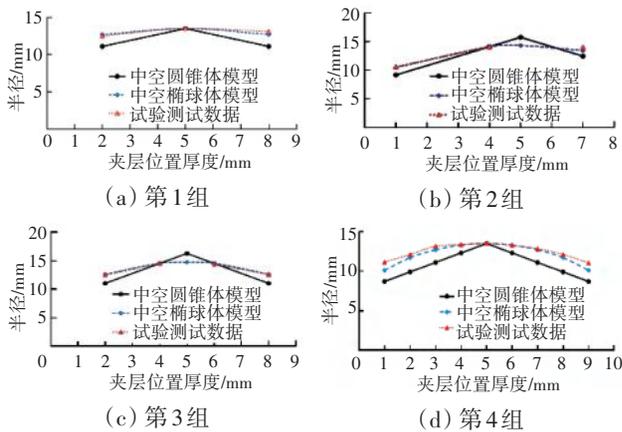


图17 4组轴向应力分布试验测试结果与计算结果对比

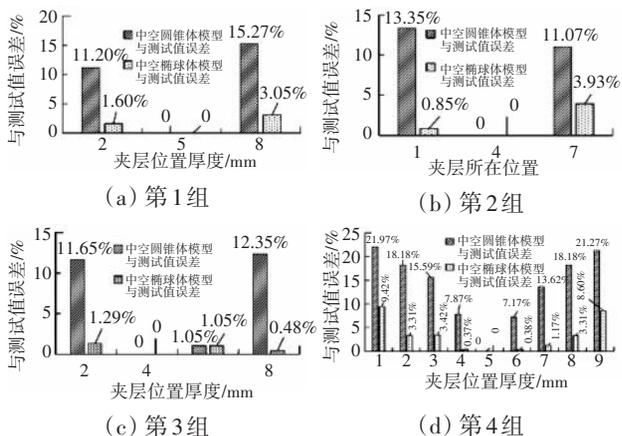


图18 4组轴向应力分布模型计算结果与试验结果的误差

- [7] 刘永泉,王德友,洪杰,等.航空发动机整机振动控制技术分析[J].航空发动机,2013,39(5):1-8,13.
LIU Yongquan, WANG Deyou, HONG Jie, et al. Analysis of whole aeroengine vibration control technology [J]. Aeroengine, 2013, 39(5): 1-8, 13. (in Chinese)
- [8] 赵兵,张守阳.航空发动机转子螺栓连接预紧力散差分析[J].清华大学学报(自然科学版),2021,61(10):1144-1151.
ZHAO Bing, ZHANG Shouyang. Analyses of preload variations in aeroengine rotor bolted connections[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2021, 61(10): 1144-1151. (in Chinese)
- [9] Zhao G, Xiong Z L, et al. Prediction of contact stiffness in bolted interface with natural frequency experiment and FE analysis[J]. Tribology International, 2018, 127: 157-164.
- [10] Grosse I R, Mitchell L D. Non-linear axial stiffness characteristics of axisymmetric bolted joints[J]. Journal of Mechanical Design, 1990, 112(3): 442-449.
- [11] 杜家政,徐颖康.基于螺栓连接刚度的动力学模型修正[J].应用力学学报,2021,38(4):1616-1621.
DU Jiazheng, XU Yingkang. Dynamic model updating based on bolt connection stiffness[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2021, 38(4): 1616-1621. (in Chinese)
- [12] 陈磊磊,贺旭东,陈怀海.基于接触分析的螺栓连接刚度计算及模态验证[J].国外电子测量技术,2022,41(3):45-51.
CHEN Leilei, HE Xudong, CHEN Huaihai. Stiffness calculation and modal verification of bolted connections based on contact analysis[J]. Foreign Electronic Measurement Technology, 2022, 41(3): 45-51. (in Chinese)
- [13] 李俊慧,马艳红,洪杰.转子系统套齿结构动力学设计方法研究[J].航空发动机,2009,35(4):36-39.
LI Junhui, MA Yanhong, HONG Jie. Dynamic design method of spline joint structure for rotor system[J]. Aeroengine, 2009, 35(4): 36-39. (in Chinese)
- [14] 刘宏蕾,陈志英,周平.航空发动机套齿结构配合稳健性优化设计[J].航空发动机,2016,42(6):44-50.
LIU Honglei, CHEN Zhiying, ZHOU Ping. Robust optimization design of aeroengine mating spline structure [J]. Aeroengine, 2016, 42(6): 44-50. (in Chinese)
- [15] 裴喜永,李玲,杜文刚,等.扭动微动下亚表面接触应力分布规律[J].应用力学学报,2020,37(4):1615-1622,1864.
PEI Xiyong, LI Ling, DU Wengang, et al. The distribution of contact stress on the subsurface under torsional fretting[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2020, 37(4): 1615-1622, 1864. (in Chinese)
- [16] 姚星宇,王建军.航空发动机螺栓连接载荷与结构参数对连接刚度影响规律[J].推进技术,2017,38(2):424-433.
YAO Xingyu, WANG Jianjun. Effects of load and structure parameters of aeroengine bolted joints on joint stiffness[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(2): 424-433. (in Chinese)
- [17] Lehnhoff T F. Member stiffness and contact pressure distribution of bolted joints[J]. Journal of Mechanical Design. 1994, 116(2): 550-557.
- [18] 中国航空工业总公司.螺栓连接拧紧力矩与轴向力的关系:HB/Z251-1993[S].北京:航空工业出版社,1994:1-10.
Aviation Industry Corporation of China. Relationship between tightening torque and axial force of bolt connection: HB/Z251-1993 [S]. Beijing: Aviation Industry Press, 1994: 1-10. (in Chinese)
- [19] 李小强,韩玉杰,陈飞宇,等.航空发动机螺栓拧紧力矩系数波动试验[J].航空动力学报,2023,38(8):1793-1804.
LI Xiaoqiang, HAN Yujie, Chen Feiyu, et al. Experiment on bolt tightening torque coefficient fluctuation of aeroengine[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(8): 1793-1804. (in Chinese)

(编辑:贺红井)

基于特性数据的燃气涡轮发动机修正方法

王佳雯¹, 黄向华², 嵇润民²

(1. 中国航发动控制系统研究所, 江苏无锡 214063; 2. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘要: 针对燃气涡轮发动机部件特性不匹配造成的模型计算参数与实际试车参数之间的误差问题, 提出一种基于特性数据的燃气涡轮发动机部件特性修正方法。通过变缩放参考中心依次对设计点、慢车点进行整体修正, 实现特性图在整个工况范围内的大致覆盖。通过局部修正非设计点所在的由相邻等转速线和 β 线所确定矩形域的特性数据, 并采用插值法和拟合椭圆曲线法对等转速线的其他数据点进行补充修正, 得到与试车数据匹配的特性图。以涡扇发动机为研究对象进行仿真验证, 结果表明: 所提出的特性修正方法能准确、快速地对发动机部件特性进行修正, 与试车数据相比, 修正后的模型各稳态点误差精度均在 1.5% 以内, 满足工程精度需求, 可用于发动机控制系统研究。

关键词: 部件级模型; 特性修正; 非设计点匹配; 燃气涡轮发动机

中图分类号: V235.13

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.017

Correction Method of Component Characteristics for Gas Turbine Based on Characteristic Data

WANG Jia-wen¹, HUANG Xiang-hua², JI Run-min²

(1. AECC Aero Engine Control System Institute, Wuxi Jiangsu 214013, China; 2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A gas turbine engine component characteristic correction method based on characteristic data is proposed to address the problem of errors between the model calculation parameters and the actual test parameters caused by the mismatch of gas turbine engine component characteristics. By varying the scaling reference center, overall corrections of the design point and the idle point are carried out sequentially to achieve a rough coverage of the characteristic map over the entire range of working conditions. By locally correcting the characteristic data of the rectangular area defined by the adjacent constant speed lines and β lines where the off-design points are located, and additionally correcting other data points of the constant speed line by interpolation method and ellipse fitting method, the characteristic map matching with the test data obtained finally. The simulation verification was conducted on a turbofan engine, and the results show that the method can accurately and quickly correct the engine component characteristics. Compared with the test data, the error of each corrected steady-state point is within 1.5%, which meets the engineering accuracy requirements and can be used for engine control system research.

Key words: component level model; characteristic correction; off-design point matching; gas turbine engine

0 引言

燃气涡轮发动机的仿真、故障诊断和性能预测依赖于与试验数据精确匹配的数学模型。对于处于预研阶段的发动机, 往往没有完整的部件图, 通常使用通用部件图或同类发动机的部件图进行计算, 导致模型输出与实际发动机部件特性有较大差异。同时, 发动机零部件制造与装配的公差、部件的性能退化导致发动机性能变化, 此时发动机模型不能用于评估发动

机性能^[1]。因此, 精确修正或调整部件特性图以减小模型和实际发动机之间的性能误差具有重要意义。

目前, 国内外发动机部件特性修正方法分为 2 大类, 一种是基于部件特性本身的表达方法, 即构造法。Kong 等^[2]将压气机流量、效率分别表示为压比的三次多项式函数, 通过遗传算法对多项式系数进行计算, 得到更加精确的压气机特性表达; Tsoutsanis 等^[3]将压气机特性图表示成变椭圆中心、长短轴和旋转角度的

收稿日期: 2021-12-09

作者简介: 王佳雯 (1996), 女, 助理工程师。

引用格式: 王佳雯, 黄向华, 嵇润民. 基于特性数据的燃气涡轮发动机修正方法[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 114-121. WANG Jiawen, HUANG Xianghua, JI Runmin. Correction method of component characteristics for gas turbine based on characteristic data[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 114-121.

椭圆函数形式,通过优化算法求得这些函数的系数。构造法的缺点是需要足够多的试验数据去确定其表达函数的系数,因此限制了其发展。另一种方法最常用最通用,是基于相似理论对已有的特性图进行缩放,即缩放大法。Szuch^[4]第1次提出了缩放的思想,将设计点计算得到的定常修正系数应用于发动机整个设计点与非设计点计算过程中,但在远离设计点工况下,其计算误差较大。为此,Kong等^[5]采用系统辨识法、吴虎等^[6]采用构建二次耦合因子法、Li等^[7]采用变缩放参考中心法分别对非设计点修正展开研究,但以上研究均针对单个非设计点修正展开,并没有考虑多点修正的方法。基于此,Li等^[8]采用变参考中心的多点同时寻优法,实现了多个非设计点的修正,使得模型精度进一步提高。近几年研究最广泛的方法,是金鹏等^[9]、董桢等^[10]采用的“下赶法”,即对各稳态点按照折合转速进行分区,自高转速向低转速依次修正特性图转速线,这种修正方法虽然对多非设计点修正有一定通用性,但其在分区修正时,由于缺少试验数据,往往无法获得准确的折合转速,因此稳态点的分区比较复杂,且对特性图的依次修正也容易造成特性图的杂乱与交叉。

本文提出了一种基于特性数据的燃气涡轮发动机修正方法,并在此基础上,将特性图按照转速线和 β 线进行划分,对其他非设计点所在矩形域的特性数据进行局部修正。

1 航空发动机部件级模型

航空发动机部件级模型是依据气动热力关系建立各部件的数学模型,通过求解部件间的共同工作方程,将各部件联系在一起,从而完成对整个发动机建模^[11]。相较于基于神经网络或支持向量机建立的映射模型,或者基于状态空间表示的线性模型,非线性部件级模型可以模拟全包线范围内的发动机稳态和动态过程,且精度相较于其他建模方法更高^[12]。部件特性是影响发动机部件级数学模型计算精度的1个重要因素,因此通过修正部件特性可以提高发动机数学模型的精度。

1.1 研究对象

本文的研究对象为中涵道比分开排气的弹用涡扇发动机,如图1所示。其压缩系统由1级风扇和1级高压压气机组成,采用环型燃烧室结构,涡轮由1

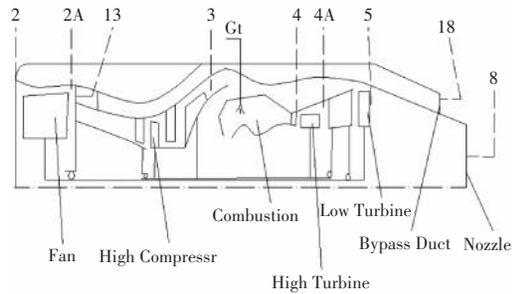


图1 中涵道比分开排气的弹用涡扇发动机

级高压涡轮和单级低压涡轮构成,几何部件不可调,内、外涵尾喷管均为收敛喷管。

1.2 稳态平衡方程

发动机在稳态工作时,各部件间满足流量连续、功率平衡和压力平衡的关系,选择6个初猜值为风扇增压比、压气机增压比、高压涡轮落压比、低压涡轮落压比、高压转速、低压转速,对应6个稳态平衡方程。

(1)高压转子功率平衡

$$Eq_1 = \frac{P_{Ht}}{P_{HighUse}} - 1 \quad (1)$$

式中: P_{Ht} 为压涡轮产生功率; $P_{HighUse}$ 为高压轴消耗功率。

(2)低压转子功率平衡

$$Eq_2 = \frac{P_{Lt}}{P_{LowUse}} - 1 \quad (2)$$

式中: P_{Lt} 为低压涡轮产生功率; P_{LowUse} 为低压轴消耗功率。

(3)风扇出口截面流量连续

$$Eq_3 = \frac{W_{a22} - W_{a18} - W_{a23}}{W_{a22}} \quad (3)$$

式中: W_{a22} 为风扇出口流量; W_{a18} 为外涵进口流量; W_{a23} 为高压压气机进口流量。

(4)高压涡轮出口流量连续

$$Eq_4 = \frac{W_{g41C} - W_{g41CX}}{W_{g41C}} \quad (4)$$

式中: W_{g41C} 为流量连续得到的高压涡轮进口换算流量; W_{g41CX} 为特性图插值得到的高压涡轮进口换算流量。

(5)低压涡轮出口流量连续

$$Eq_5 = \frac{W_{g45C} - W_{g45CX}}{W_{g45C}} \quad (5)$$

式中: W_{g45C} 为流量连续得到的低压涡轮进口换算流量; W_{g45CX} 为插值得到的低压涡轮进口换算流量

(6)内涵喷管流量连续

$$E_{Q_6} = \frac{W_{g8} - W_{g6}}{W_{g6}} \quad (6)$$

式中: W_{g6} 为流量连续所得; W_{g8} 为经喷管流量公式计算所得。

由各部件气动热力计算和6个平衡方程构成对象涡扇发动机的稳态模型。通过求解共同工作方程,使 E_{q_1} 、 E_{q_2} 、 E_{q_3} 、 E_{q_4} 、 E_{q_5} 、 E_{q_6} 均为0,从而确立发动机稳态共同工作点。

1.3 稳态点的确定

发动机的部件特性一般通过测量恒定折合转速线下的压比、折合流量、等熵效率获得,折合转速 N_{cor} 、压比 π 、相似流量 W_{cor} 、等熵效率 η 构成了特性图的数据源。特性图的插值计算,往往需要引入1个没有物理意义的附加参数(通常命名为 β)构造辅助坐标^[13],使得特性图上每个工作点由唯一的 (N_{cor}, β) 确定。压气机特性如图2所示,使用 β 线最重要的优点是可以将整个特性图网格化,在矩形域上实现2维插值^[14]。

考虑到高转速下流量变化很小,因此在发动机部件的气动热力计算中,一般根据已知工作点的折合转速 N_{cor} 和压比 π ,在特性图由等折合转速 N_{cor} 线和等 β 线构成的矩形域中插值求得到相似流量 W_{cor} 和效率 η ,等折合转速线和等 β 线构成的矩形域如图3所示。

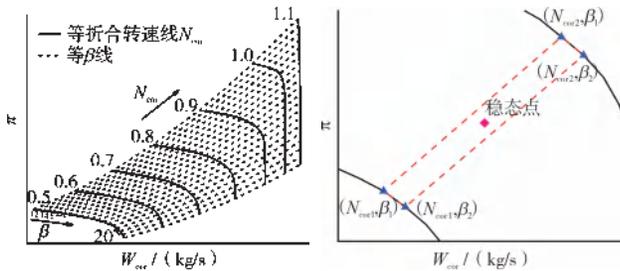


图2 压气机特性

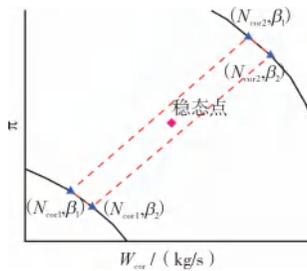


图3 等折合转速线和等 β 线构成的矩形域

通过相邻等折合转速线计算当前转速线 N_{cor} 所在的2个转速线之间的比例 R_N

$$R_N = \frac{N_{cor} - N_{cor1}}{N_{cor2} - N_{cor1}} \quad (7)$$

进而插值得到新的等转速线,由当前压比 π 确定当前工作点所在的位置,即由相邻等转速线 N_{cor} 和 β 线构成的矩形域。因此可以获得,新转速线上相邻 β 线的压比特性为

$$\pi_1 = \pi_{(1,1)} + R_N \cdot (\pi_{(2,1)} - \pi_{(1,1)}) \quad (8)$$

$$\pi_2 = \pi_{(1,2)} + R_N \cdot (\pi_{(2,2)} - \pi_{(1,2)}) \quad (9)$$

流量特性为

$$W_1 = W_{(1,1)} + R_N \cdot (W_{(2,1)} - W_{(1,1)}) \quad (10)$$

$$W_2 = W_{(1,2)} + R_N \cdot (W_{(2,2)} - W_{(1,2)}) \quad (11)$$

效率特性为

$$\eta_1 = \eta_{(1,1)} + R_N \cdot (\eta_{(2,1)} - \eta_{(1,1)}) \quad (12)$$

$$\eta_2 = \eta_{(1,2)} + R_N \cdot (\eta_{(2,2)} - \eta_{(1,2)}) \quad (13)$$

式中:下标1、2为由 (N_{cor}, β) 确定的特性数据。

根据当前压比 π 和相邻压比 π_1 和 π_2 ,计算相似比 α

$$\alpha = \frac{\pi - \pi_1}{\pi_2 - \pi_1} \quad (14)$$

由 α 求得当前工作点的流量和效率为

$$W = W_1 + \alpha \cdot (W_2 - W_1) \quad (15)$$

$$\eta = \eta_1 + \alpha \cdot (\eta_2 - \eta_1) \quad (16)$$

因此,对于任意一个满足流量连续和功率平衡的稳态点,其部件特性 $(N_{cor}, \pi, W_{cor}, \eta)$ 由构成矩形域的相邻等 N_{cor} 线和相邻 β 线的特性数据唯一决定,即图3中由坐标 (N_{cor1}, β_1) 、 (N_{cor1}, β_2) 、 (N_{cor2}, β_1) 和 (N_{cor2}, β_2) 确定的特性数据决定。

在发动机部件特性修正中,只要保证由相邻 N_{cor} 线和相邻 β 线特性数据构成的矩形域不变,那么矩形域中的稳态点也不变。进而,将特性图对任意一个工作点的特性修正,转变为对已知的转速线和 β 线的矩形域的修正,由此确定发动机部件特性修正思路。

2 部件特性修正方法

本文提出的修正方法重点在于整体缩放的修正顺序以及局部修正中的特性线重塑方法,以实现对待修正点的准确定位与快速修正。

模型修正流程如图4所示,首先,采用变缩放参考中心的整体缩放法依次匹配设计点和慢车点,对特性图进行整体缩放,实现特性图的大范围覆盖,大幅度降低整个工况范围稳态点的平均误差。在此基础上,采用第1.3节思想,利用非设计点试验数据,修正待修正点所在矩形域的特性数据,采用拟合椭圆曲线法和插值法补充修正,进而实现对特性图的局部修正。

2.1 设计点-慢车点整体缩放方法

在发动机多非设计点修正研究中,常采用2种整体缩放方法:(1)在设计点修正后,对多个非设计点以设计点为缩放参考中心进行同时寻优,获得1组修正

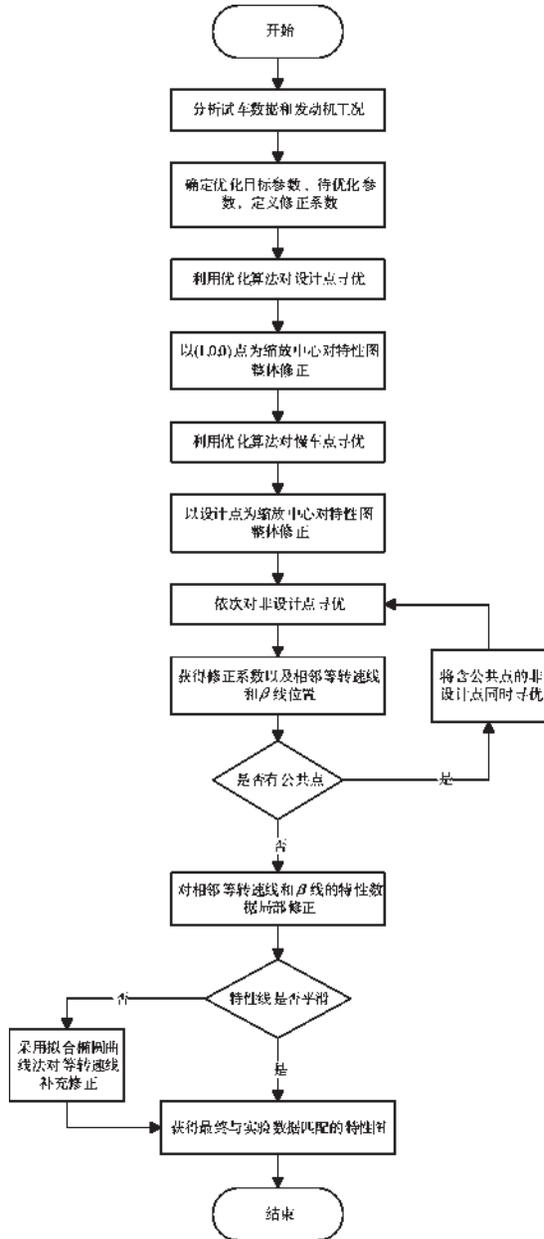


图 4 模型修正流程

缩放系数,对特性图进行整体缩放;(2)在设计点修正后,采用下赶法分区修正,以设计点为参考中心,按折合转速从高到低的顺序依次修正每个分区的低折合转速线。这 2 种方法在设计点修正后,直接开始对非设计点的同时寻优,或是按分区依次修正转速线,没有预先考虑慢车点的匹配,导致特性图没有大致覆盖整个慢车点至设计点区间,因此得到的修正系数需使得特性线较大的缩放才能满足非设计需求。

本文在设计点修正后,采用以设计点为缩放中心对慢车点进行匹配的方法,将特性图覆盖至在整个工况范围,可以大幅度降低整个工况范围稳态点的平均误差,在此基础上,再开展各非设计点的修正工作,其

合理性在第 3 章仿真结果得到印证。

设计点-慢车点整体缩放方法如图 5 所示,以压缩部件 2 维流量-压比特性图为例进行说明。设计点修正以特性图压比等于 1、折合流量等于 0、效率等于 0 的点(对应图 5 中 RC_1 点)为缩放中心,对特性图进行整体修正。

考虑到发动机设计点部件特性一般为已知,故设计点修正系数^[15]为

$$C_{\pi 1} = \frac{\pi_{ds} - 1}{\pi_{map} - 1} \quad (17)$$

$$C_{W1} = \frac{W_{ds}}{W_{map}} \quad (18)$$

$$C_{\eta 1} = \frac{\eta_{ds}}{\eta_{map}} \quad (19)$$

式中: $C_{\pi 1}$ 、 C_{W1} 、 $C_{\eta 1}$ 分别为设计点压比、流量和效率修正系数; π_{map} 、 W_{map} 、 η_{map} 分别为发动机通用特性图 map_0 的设计点(图 5 中 D_{Smap0})部件特性; π_{ds} 、 W_{ds} 、 η_{ds} 分别为发动机实际设计点(图 5 中 D_{Smap1})部件特性。

在设计点修正时,不直接优化设计点待修正参数,一般选择部件压比损失系数、燃烧室燃烧效率、轴机械效率和引气等作为设计点待优化参数。通过优化算法,优化设计点待优化参数,匹配设计点试车数据。将得到的设计点修正系数反映到特性图中,对特性图整体缩放,获得新特性图 map_1 。

慢车点修正以特性图上压比等于 π_{ds} 、折合流量等于 W_{ds} 、效率等于 η_{ds} 的点(对应图 5 中 RC_2 点)为缩放中心,对设计点修正后的特性图 map_1 进行再次整体修正。定义非设计点修正系数

$$\pi_{map2} = C_{\pi 2} \cdot (\pi_{map1} - \pi_{ds}) + \pi_{ds} \quad (20)$$

$$W_{map2} = C_{W2} (W_{map1} - W_{ds}) + W_{ds} \quad (21)$$

$$\eta_{map2} = C_{\eta 2} (\eta_{map1} - \eta_{ds}) + \eta_{ds} \quad (22)$$

式中: $C_{\pi 2}$ 、 C_{W2} 、 $C_{\eta 2}$ 分别为非设计点压比、流量和效率修正系数;下标 map_1 为修正前的特性图, map_2 为修正后的新特性图。

慢车点修正时,部件压比损失系数、燃烧室燃烧效率、轴机械效率和引气采取设计点优化后的结果不变,将非设计点修正系数作为待优化参数。通过优化算法,优化各部件的修正系数,使得设计点修正后特

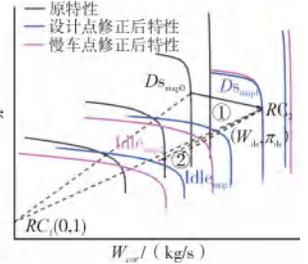


图 5 设计点-慢车点整体缩放方法

性图上的慢车点特性数据(图5中 $Idle_{map1}$)匹配设计点慢车点试车数据(图5中 $Idle_{map2}$)。

由于慢车点修正时,以设计点为缩放中心,故慢车点修正后的特性图不会影响修正好的设计点。将得到的慢车点修正系数反映到特性图中,对特性图整体缩放,获得新特性图 map_2 。

其中,设计点、慢车点的优化目标函数定义为

$$O = \sum_{i=1}^n a_i \left| \frac{x_{i,m} - x_{i,e}}{x_{i,e}} \right| \quad (23)$$

式中: n 为待优化目标参数个数; a_i 为参数 i 对应的权重系数; $x_{i,m}$ 为参数 i 对应的模型输出值; $x_{i,e}$ 为参数 i 对应的试车数据。

2.2 非设计点局部修正方法

如第1.3节所述,在发动机部件特性图,只要保证由相邻 N_{cor} 线和相邻 β 线特性数据构成的矩形域不变,矩形域中的稳态点也不变。由此,可以利用非设计点的试验数据,修正稳态点所在矩形域的特性数据,进而实现对特性图的局部修正。

在经过设计点和慢车点的整体缩放修正后,在整个工况范围内的误差基本符合精度需求。对于仍不满足精度要求的非设计点,分别以设计点为缩放中心单独寻优,获得非设计点对应的修正系数,以及所在矩形域的相邻 N_{cor} 线和相邻 β 线坐标。

与整体修正不同的是,非设计点局部修正仅将得到的修正系数反映到矩形域对应的特性数据中,而不是整个特性图。因此,对于每个待优化的非设计点,分别对应不同的满足试车数据需求的矩形域。这样做的好处是,将稳态点的修正,转化到矩形域的修正。并且,对矩形域的局部修正不会影响其他修正好的稳态点,特性线基本不会存在交叉问题。

局部修正方法如图6所示。在理想情况下,矩形域所在的特性数据在局部修正后变化幅度不大,构成的等转速线仍是平滑的特性线,理想情况下修正后平滑的特性线如图6(a)所示。非理想情况下,构成的等转速线不平滑,则需要采用插值法或拟合椭圆曲线法对特性线进一步补充修正。

插值法补充修正特性线如图6(b)所示。对于矩形域特性数据局部修正后,构成的等转速线为不平滑的凸/凹曲线,对矩形域所在的等转速线的其他数据点,根据相邻前后等转速线的特性数据通过插值法补充修正,使得修正后的等折合转速线平滑。拟合椭圆

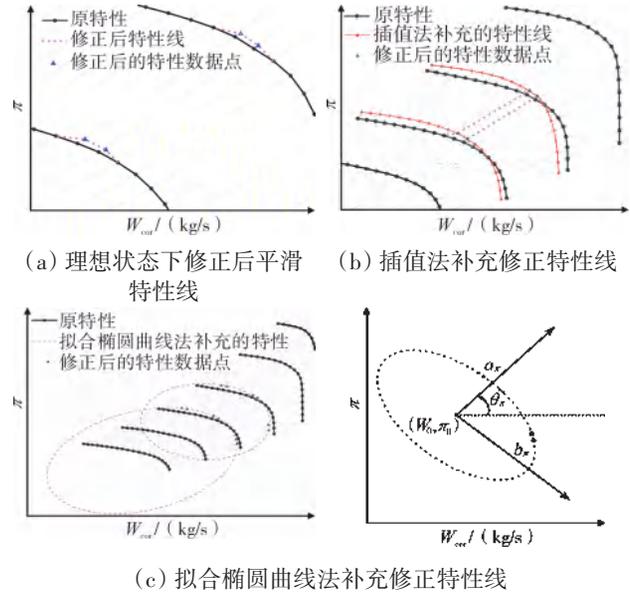


图6 局部修正方法

曲线法补充修正特性线如图6(c)所示。在同一或者相邻折合转速线下的多个非设计点,对同一转速线的不同 β 线位置的特性数据进行修正,采用拟合椭圆曲线法对等转速线的其他数据点补充修正。

拟合椭圆曲线法采用优化算法优化椭圆中心、椭圆半径、椭圆旋转角度,对修正后的等折合转速 N_{cor} 线下不同 β 线的特性数据点拟合1条平滑的椭圆线,拟合后的椭圆曲线为

$$\begin{cases} \left(\frac{W - W_{\pi 0}}{a_{\pi}} \right)^2 + \left(\frac{\pi - \pi_{\pi 0}}{b_{\pi}} \right)^2 = 1 \\ W_{new-\pi} = W_0 \cdot \cos(\theta_{\pi}) - \pi_0 \cdot \sin(\theta_{\pi}) \\ \pi_{new-\pi} = W_0 \cdot \sin(\theta_{\pi}) + \pi_0 \cdot \cos(\theta_{\pi}) \end{cases} \quad (24)$$

$$\begin{cases} \left(\frac{W - W_{\eta 0}}{a_{\eta}} \right)^2 + \left(\frac{\eta - \eta_{\eta 0}}{b_{\eta}} \right)^2 = 1 \\ W_{new-\eta} = W_0 \cdot \cos(\theta_{\eta}) - \eta_0 \cdot \sin(\theta_{\eta}) \\ \eta_{new-\eta} = W_0 \cdot \sin(\theta_{\eta}) + \eta_0 \cdot \cos(\theta_{\eta}) \end{cases} \quad (25)$$

式中: W_0 、 π_0 、 η_0 分别为椭圆中心; a 、 b 分别为椭圆半径; θ 为椭圆旋转角度;下标 π 为流量-压比特性图;下标 η 为流量-效率特性图。

3 仿真实验

为验证所提出修正方法的有效性,针对本文的研究对象,展开仿真实验。已知该发动机设计点飞行工况为高度 $H=0$ km、 $Ma=0.7$ 。根据关键试车数据,选取航空燃气涡轮发动机高压转子转速 N_h 、低压转子转速 N_l 、燃油流量 W_f 、压气机出口总压 P_3 、高压涡轮出口总

温 T_{4A} 作为优化目标参数。

稳态点试验数据见表1,选取高压转子折合转速分别为100(对应设计点)、96.125(对应非设计点1)、93.312(对应非设计点2)、90.5(对应非设计点3)、87.58(对应慢车点)5个稳态点对初始特性图进行修正。

表1 稳态点试验数据

稳态点	$N_1 / \%$	$W_f / (\text{kg/s})$	P_3 / kPa	$T_{4A} / ^\circ\text{C}$
设计点	100.00	0.14226	1506	849
非设计点1	95.52	0.13330	1415	817
非设计点2	91.38	0.11990	1286	738
非设计点3	86.48	0.10830	1145	670
慢车点	81.17	0.09861	1020	605

根据第2.1节所述的整体修正方法,首先采用粒子群优化算法对设计点进行修正。以特性图(1,0,0)点为缩放中心,对设计点待优化参数(部件压比损失系数、燃烧室燃烧效率、轴机械效率和引气)进行寻优,匹配设计点试车数据,设计点修正后稳态点误差如图7所示。

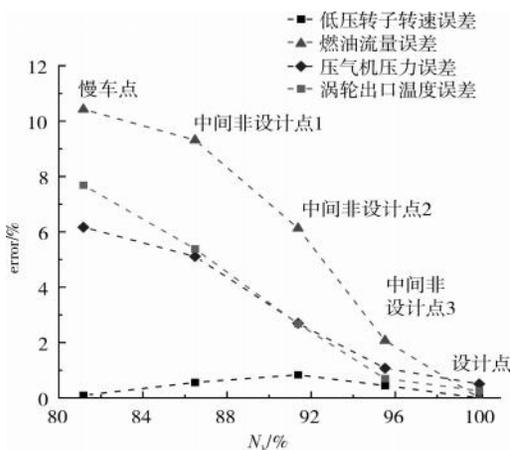


图7 设计点修正后稳态点误差

从设计点修正结果看,发动机设计点误差降到0.5%以内,设计点附近稳态点的误差较小,在远离设计点的位置,误差逐渐增大,误差最大在10%以上。

进一步采用粒子群优化算法对慢车点进行修正。以特性图设计点为缩放中心,对非设计点待优化参数(部件压比修正系数、流量修正系数、效率修正系数)进行寻优,部件压比损失系数、燃烧室燃烧效率、轴机械效率和引气采取设计点优化后的结果不变,以匹配慢车点试车数据,慢车点修正后稳态点误差如图8所示。

从慢车点修正结果看,慢车点修正后精度从10%

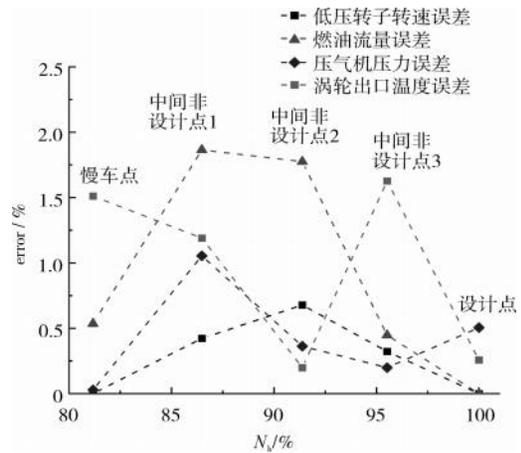


图8 慢车点修正后稳态点误差

降到2%以内,满足精度需求。并且以设计点为缩放中心对慢车点进行修正时,不影响修正好的设计点精度。从整个工况范围看,以设计点为缩放中心对慢车点的修正将部件特性图覆盖整个工作区间,发动机各稳态点地平均误差明显减少,中间非设计点误差相对较大。设计点-慢车点整体修正后风扇特性如图9所示。

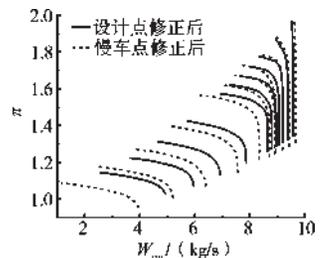


图9 设计点-慢车点整体修正后风扇特性

根据第3.2节所述的局部修正方法,对误差仍较大的中间非设计点进行修正。需要注意的是,局部修正时,一般仅修正压缩部件的部件特性,涡轮部件的部件特性保持慢车修正后的不变。这是因为涡轮部件的工作状态在不同工况下变化很小,反映在特性图上为稳态点分布密集,因此在局部修正时不再修正涡轮特性。

确定各稳态点所在特性图的位置,即矩形域所在的相邻等转速 N_{cor} 线和 β 线坐标,稳态点在特性图位置见表2。

从图8中可见,待修正的非设计点1、2的矩形域含有公共点,因此对非设计点1、2同时修正。以特性图设计点为缩放中心,对非设计点待优化参数(部件压比修正系数、流量修正系数、效率修正系数)进行寻优,匹配非设计点1、2的试车数据,获得一组部件修正系数。将部件修正系数反映到矩形域所在的特性图进行局部修正,根据第2.2节采用插值法对其他数据点补充修正,局部修正后稳态点误差如图10所示。

表2 稳态点在特性图位置

稳态点	特性线	位置
设计点	等折合转速线	(1, 1.05)
	β 线	(11, 12)
非设计点3	等折合转速线	(0.975, 0.95)
	β 线	(11, 12)
非设计点2	等折合转速线	(0.925, 0.95)
	β 线	(9, 10)
非设计点1	等折合转速线	(0.9, 0.925)
	β 线	(9, 10)
慢车点	等折合转速线	(0.8, 0.9)
	β 线	(7, 8)

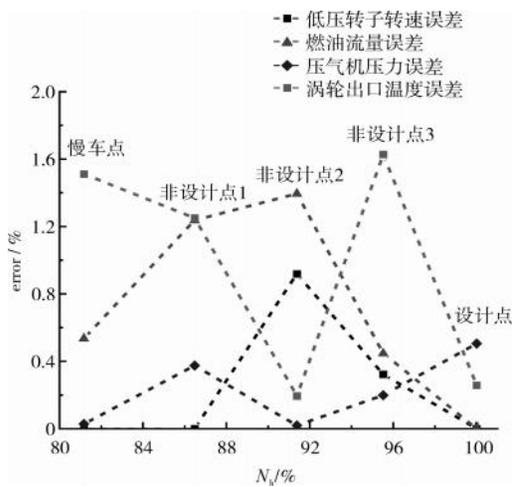


图10 局部修正后稳态点误差

从图中可见,经过局部修正,非设计点1、2的误差均有明显降低,且不影响修正好的其他稳态点精度,整个稳态点误差均小于1.5%,模型精度满足工程需求。

3次修正后各稳态点平均误差对比如图11所示。从图中可见,设计点修正使得设计点的平均误差很小,约为0.5%,但其他非设计点的平均误差很高,慢车点的平均误差最高超过6%。采用变缩放中心对慢车点进行修正后使得全工况范围稳态点的平均误差

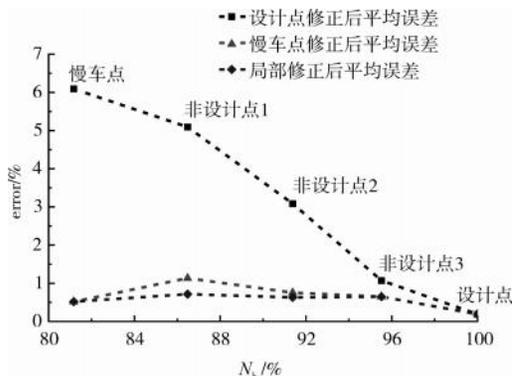


图11 3次修正后各稳态点平均误差对比

大幅度降低,慢车点平均误差从6%减小至0.5%,非设计点1、2的平均误差降低至1%以下,且并不影响修正后的设计点误差,设计点误差依旧保持在0.5%左右。局部修正使得误差较大的非设计点1、2的误差进一步降低至0.5%左右,验证了修正方法的可行性。

4 结论

(1)对于发动机任意1个满足流量平衡、压力平衡、功率平衡的稳态点,其部件特性仅由相邻等转速 N_{cor} 线和 β 线所在矩形域的特性数据决定。

(2)通过变缩放参考中心依次对设计点、慢车点整体修正,将特性图按照工况范围大致缩放,可以使模型稳态点误差在整个工况范围内大幅度减小。

(3)对于非设计点的局部修正,通过对稳态点的单独寻优,将部件修正系数反映到由相邻等转速 N_{cor} 线和 β 线所在矩形域的特性数据中,对于等转速线的其他数据点依据情况采用插值或拟合椭圆曲线法补充修正,可以提高该稳态点的误差精度,且不影响修正好的其他稳态点。

本文所提出的修正方法中未考虑可变几何与引气变化对发动机部件级数学模型计算精度的影响,有待进一步开展方法研究。

参考文献:

- [1] 姚华. 航空发动机全权限数字电子控制系统[M]. 航空工业出版社, 2014:22-47.
YAO Hua. Full authority electronic control system for aero-enging[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2014:22-47. (in Chinese)
- [2] Kong C, Kho S, Ki J. Component map generation of a gas turbine using genetic algorithms[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(1):92-96.
- [3] Tsoutsanis E, Meskin N, Benammar M, et al. A component map tuning method for performance prediction and diagnostics of gas turbine compressors[J]. Applied Energy, 2014, 135:572-585.
- [4] Szuch J R. HYDES: a generalized hybrid computer program for studying turbojet or turbofan engine dynamics[R]. NASA-TMX-1974-3014.
- [5] Kong C, Ki J, Kang M. A new scaling method for component maps of gas turbine using system identification[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(4):979-985.
- [6] 吴虎, 肖洪, 蒋建军. 涡扇发动机部件特性自适应模拟[J]. 推进技术, 2005(5):430-433.
WU Hu, XIAO Hong, JIANG Jianjun. Adaptive simulation of turbofan engine component performance[J]. Journal of Propulsion Technology,

- 2005(5):430-433.(in Chinese)
- [7] Li Y G, Ghafir M F A, Wang L, et al. Nonlinear multiple points gas turbine off-design performance adaptation using a genetic algorithm[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(7): 071701.
- [8] Li Y G, Marinai L, Gatto E L, et al. Multiple-point adaptive performance simulation tuned to aeroengine test-bed data[J]. Journal of Propulsion and Power, 2009, 25(3):635-641.
- [9] 金鹏, 鲁峰, 黄金泉. 涡扇发动机部件特性的滤波自动修正更新方法[J]. 推进技术, 2019, 40(12):2664-2672.
JIN Peng, LU Feng, HUANG Jinquan. Automatic filtering-based modification and updating of component characteristics for turbofan engine[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 40(12):2664-2672.(in Chinese)
- [10] 董桢, 周文祥, 潘慕绚, 等. 涡轴发动机部件特性修正及更新方法[J]. 航空发动机, 2018, 44(6):11-16.
DONG Zhen, ZHOU Wenxiang, PAN Muxuan, et al. Modification and updating method in component characteristics of turboshaft engine[J]. Aeroengine, 2018, 44(6):11-16.(in Chinese)
- [11] 王鑫. 航空发动机数学模型与控制规律研究[D]. 西安:西北工业大学, 2007.
WANG Xin. Study of aeroengine mathematic model and control law[D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University, 2007.(in Chinese)
- [12] 焦洋. 民用大涵道比涡扇发动机建模与控制研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2016.
JIAO Yang. Research on civil high bypass-ratio turbofan engine modeling and control[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2016.(in Chinese)
- [13] Kurzke J. How to get component maps for aircraft gas turbine performance calculations[R]. ASME-1996-456120.
- [14] Gianluigi A M, Benini E. Turbojet engine performance tuning with a new map adaptation concept[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(7):071202.
- [15] Sellers J F, Daniele C J. Dyngen: a program for calculating steady-state and transient performance of turbojet and turbofan engines[R]. NASA-TN-1975-7901.

(编辑: 兰海青)

基于基准控制的低压涡轮转静子装测一体化方法

牛孝霞, 龙洋, 卢文彪

(中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘要: 为进行大涵道比航空发动机低压涡轮转子同心度的精确测量与控制, 根据其多级耦合的结构特点和 0.05 mm 转子同心度的控制需求, 开展了基于基准控制的低压涡轮转静子高精度装测一体化方法研究。通过基准调节方法实现测量基准与回转轴线重合, 消除了定位误差; 通过基准保持方法避免了装配操作对基准的影响, 保证了测量基准姿态的一致性; 结合质心对转子不平衡量的影响, 搭建了专用测试系统, 实现对低压涡轮转子同心度的装配结果管控。将该方法应用于发动机低压涡轮转静子装配, 结果表明: 实现了 0.0125 mm 转子跳动的精确测量, 有效避免了低压涡轮转子初始不平衡量超差, 减少了重复装分工作, 提高了装配质量和效率, 对多级部件同心度的高精度测量具有工程指导意义。

关键词: 低压涡轮转子同心度; 高精度测量; 装测一体化; 基准控制; 装配精度; 航空发动机

中图分类号: V263.2

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.018

Integrated Assembly and Measurement Method for LPT Rotor and Stator Based on Datum Control

NIU Xiao-xia, LONG Yang, LU Wen-biao

(AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to accurately measure and control the concentricity of the LPT (Low-Pressure Turbine) rotor of a high bypass ratio engine. Research on high-precision integrated assembly and measurement methods for LPT stator and rotor based on datum control was conducted according to the structural characteristics of multistage coupling and the requirement of 0.05mm rotor concentricity. Positioning errors were eliminated by adjusting the measuring datum to coincide with the rotating axis. The influence of assembly operations on the datum was avoided, and the attitude of the measuring datum was kept consistent by the datum holding technique. By analyzing the influence of centroid on rotor unbalance, a dedicated testing system was built to control the assembly results of concentricity of the LPT rotor. This method was successfully applied to the assembly of the LPT rotor and stator, and the results show that the proposed method can accurately measure the rotor runout of 0.0125mm, effectively avoid the out of tolerance of the LPT rotor initial unbalance, reduce repetitive assembly and disassembly work, and improve assembling quality and efficiency, providing engineering guidance for high-precision concentricity measurement of multi-stage component.

Key words: concentricity of LPT rotor; high-precision measurement; integration of assembly and measurement; datum control; assembling precision; aeroengine

0 引言

转子初始不平衡量是航空发动机的主要振源之一, 需要在装配过程中严格控制。低压涡轮转子的初始不平衡量超差是大涵道比发动机研制过程中时有发生的问题^[1-2], 其中一个主要因素是低压涡轮转子同心度低, 对发动机振动品质和转子稳定性具有直接影响^[3-4]。大涵道比发动机低压涡轮为多级耦合装配的

转静子结构, 转静子必须逐级同步组装, 因此其同心度需要在装配过程中进行测量和控制, 而受加工能力、装配测量基准不统一、操作空间等因素限制, 该装测需求一直是中国航空发动机装配领域的难题, 已成为制约科研生产的关键环节。

国内外学者对于多级转子同心度在装配过程中测量和控制开展了广泛研究。曹茂国^[5]开展了 Powell 角向位置优化研究; 孙贵青等^[6]提出了基于 SPS-

收稿日期: 2021-12-21 基金项目: 航空动力基础研究项目资助

作者简介: 牛孝霞(1990), 女, 硕士, 工程师。

引用格式: 牛孝霞, 龙洋, 卢文彪. 基于基准控制的低压涡轮转静子装测一体化方法[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 122-127. NIU Xiaoxia, LONG Yang, LU Wenbiao. Integrated assembly and measurement method for LPT rotor and stator based on datum control[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 122-127.

1000L测试系统的误差分离方法;吴法勇等^[7]提出了基于SPS-1000L测试系统的堆叠优化方法;琚奕鹏等^[8]在堆叠优化基础上提出双目标优化理论,YANG等^[9-10]提出一种通过计算和调整单级转子跳动优化转子同轴度的方法。其应用对象是机匣为对开结构、各级转子盘间通过止口配合定心的转静子组件,转子在装配平台上按照规定角度组装完成后,再进行静子机匣的装配,例如典型的高压压气机部件。对于转静子同步装配的多级低压涡轮结构,如CFM56发动机用户手册中低压涡轮转静子装配工艺,及Horibe等^[11-12]所述的GE90发动机低压涡轮转静子装配方法只能满足基本的装配需求,无法满足更重要的转子同心度控制需求,同样存在不平衡量超差问题。

大涵道比发动机低压涡轮的装配和测量均在洪艳霞等^[13]所述的装配台上进行。该装配台以1级转子前端面作为基准,滑动轴瓦结构作为回转机构,测量误差高达0.13 mm,无法直接满足同心度测量精度要求,存在引起低压涡轮单元体初始不平衡量超差的风险。

鉴于此,本文提出一种全新的高精度装配测量方法,分析大涵道比发动机低压涡轮结构特点和装配需求,开展基准调节、数据处理分析等方法研究。

1 装配需求分析

低压涡轮转子组件作为大涵道比发动机低压涡轮平衡组件的主要组成部分,要求以A、B为支点进行动平衡时,其C、D面初始不平衡量不能超过7500 g·mm。低压涡轮平衡如图1所示,需要严格控制各级转子同心度。

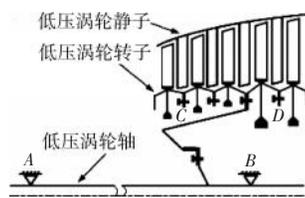


图1 低压涡轮平衡

低压涡轮转子同心度控制通过测量和调整各级盘心跳动实现,多级耦合转静子结构及测量要求如图2所示。由于低压涡轮各级导向器均为整环结构,转子盘间通过精密螺栓定位,为保证转子同心度,需要对各级盘心和锥壁配合面跳动进行严格控制。同时,由于操作空间的限制,导向器叶片安装时需要使转、静子轴向相对移动增加导叶安装空间。

作为典型的多级耦合嵌套结构,其装配必须按照“1级转子、1级静子”的顺序逐级安装,因此转子同心

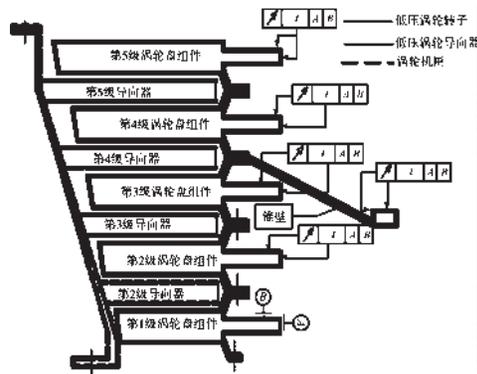


图2 多级耦合转静子结构及测量要求

度必须在转静子装配过程中进行测量控制。而当锥壁安装后,基准A、B均不可测(图2),且由于基准A、B的加工误差相对跳动控制目标 $t=0.05\text{ mm}$ 不可忽略,无法采用传统测量垫盘或实时测量调整方式直接保证基准。

因此需要开展基准控制方法研究,将1级盘轴线无极调节至与回转轴线重合,消除定位误差,同时保持基准姿态;结合专用测试系统和回转系统设计,保证测量精度不低于 $t/4$ ^[14],即0.0125 mm。在耦合装配过程中,保持1级盘相对固定,测量各级盘心跳动,通过改变配合角向位置等方式保证各级盘心跳动不大于 t 。

2 基准控制方法

2.1 基准调节方法

2.1.1 调倾原理

基于定自由度球面支承和导向,通过施加与重力不共线的偏作用力,实现球的转动,将驱动装置的位移转化为球的转动角度,如图3所示。其中调整的角度 θ 与传动机构位移 X 之间的关系满足

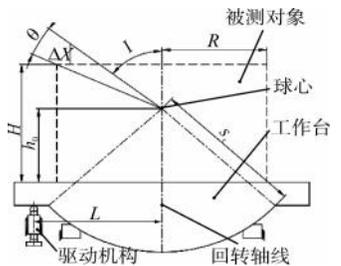


图3 调倾原理

$$\theta = \tan^{-1} \frac{h_0 + X}{L} - \tan^{-1} \frac{h_0}{L} \quad (1)$$

式中: L 为传动机构施力点距离球心的水平距离; h_0 为球心距离工作面的垂直距离。

调整的角度 φ 与测量面位移 ΔX 之间的关系为

$$\begin{cases} \varphi = \tan^{-1} \frac{R}{H - h_0} - \theta \\ \varphi = \cos^{-1} \frac{\Delta X + H - h_0}{\sqrt{R^2 + (H - h_0)^2}} \end{cases} \quad (2)$$

式中: H 为被测面距离工作面距离; R 为被测件半径。

2.1.2 调心原理

设计螺纹传动机构,控制工作面相对回转部件的位移,垂直布置2组传动机构,分别控制 X 、 Y 向的位移,合理选择固定的螺纹件,将两驱动层整合成单个零件,实现一定范围内任意方向偏心量的调节,如图4所示。

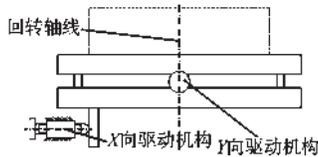


图4 调心原理

2.1.3 基准调节结构设计

基准调节结构包括调心盘、调心调倾盘、十字形分布的2个调心位移发生器(周向相距 90°)和2个调倾位移发生器(周向相距 90°)、调倾盘、转轴等零组件,如图5所示。其中转轴固定在轴承内圈上,且与调倾盘通过调倾位移发生器相连;调倾盘与调心调倾盘通过螺栓固定,与调心盘可沿 X 、 Y 方向相对移动。

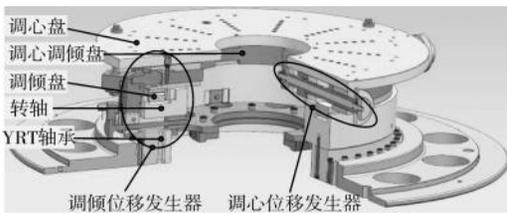


图5 调心调倾机构

在调倾位移发生器中,调倾盘与转轴间为球面接触,驱动双螺纹手柄,通过球面-杠杆机构,实现驱动球绕螺栓的转动,产生轴向位移,实现手柄与基准定比例角度调节,如图6所示。

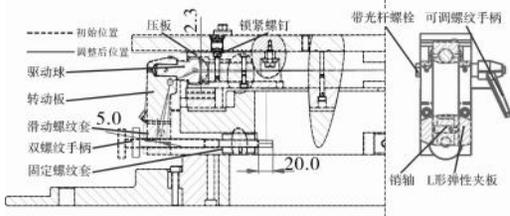


图6 调倾位移发生器原理

在调心位移发生器中,滑动螺纹套固定在调心盘上,调心螺纹套与调心调倾盘径向固定,切向可相对移动,松开锁紧螺母,驱动滚花螺母带动螺纹杆转动,实现螺母旋转角度与平面偏心量的定比调节,如图7所示。

2.2 基准保持方法

利用双螺纹的双向轴向力、防松螺母的预紧力以及球面摩擦力,实现转子落装和连接螺母限力过程中

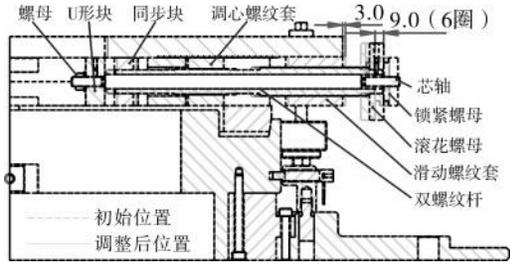


图7 调心位移发生器原理

导致的轴向及径向载荷下基准状态的自锁。机构在2个调倾驱动球及调心盘球面接触下平衡,受初始安装状态和重力影响,其倾角取决于调倾驱动球的位置和驱动球与上下压板的接触状态,其偏心取决于螺杆位置以及螺纹套的受力状态。则机构自锁的充要条件为载荷变化形成的等效作用力,小于防松螺母作用力与双螺纹轴向力之和,保证螺纹杆不松动;同时等效力矩不足以克服摩擦力使其向驱动球与压板间隙方向转动。则根据限力操作的最大输入力和待安装组件最大重力矩,控制机构的尺寸、防松螺母预紧力、球面接触角度和质量即可实现自锁。

采用静子移动方案,避免移动转子导致的基准状态的变化。利用锥齿轮副带动主动带轮-同步带-从动轮同步转动,通过螺纹副将转动转化为顶丝及静子的轴向同步平移。同步升降机构输入端如图8所示。同步传动采用同步带、同步轮及涨紧轮实现。其中一个同步轮与锥齿轮相连,通过手轮驱动。

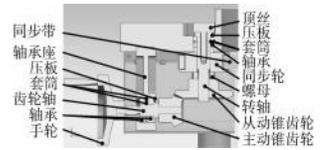


图8 同步升降机构输入端

3 装测一体化装置集成设计

3.1 测试系统

为达到高效、高精度的数据采集和处理,配备专用测试系统,主要包括数据采集系统和数据处理与显示系统。

数据采集系统主要由接触式位移传感器及其驱动系统组成,为了提高测量效率和基准调整的准确性,系统中采用双路位移传感器同时采集端面 and 柱面跳动信息。数据处理与显示系统包括处理器、程序软件及显示器,除具备圆度、平面度、同心度、平行度的最小二乘评价功能外,还可提供基准调整指导,给定调整的手柄及调节方向。基于不平衡量产生根本原因是质心的偏移导致,因此圆度、平面度的数据处理

在更接近实际质心的最小二乘法评价基础上进行,同心度和平行度均利用评价后的圆度、平面度进行分析。综合考虑机构设计精度、测试能力等条件,将数据采集和处理误差设定为不大于 0.004 mm。

3.2 机构集成

基于高精度回转部件,集成调心调倾结构、基准保持结构、同步升降机构、基准加持等结构。高精度回转系统通常采用转台轴承(机床、精密测量)^[15-16]、交叉滚子轴承(机器人、医疗器械)^[17]或空气静压轴承(堆叠转台)^[18]实现,综合考虑应用对象、精度、使用环境等因素,最终选用精度为 3 μm 的双方向滚子轴承作为回转部件。

低涡高精度装测一体化机构由转子夹持机构、静子支撑机构、转台轴承、调心调倾机构和支架组成,如图 9 所示。其中转子夹持机构固定在调心调倾机构上,后者与轴承内圈固定,轴承外圈与静子支撑组件相连并固定于支架上。

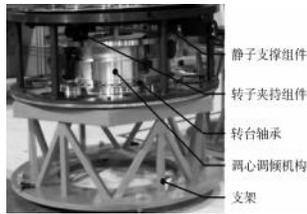


图 9 低涡高精度装测一体化机构

4 误差分析及应用效果

4.1 误差分析

综合测量误差由机构运动误差与数据采集处理误差组成,满足

$$\tau = \sqrt{T^2 + T_s^2} \quad (3)$$

式中:τ为综合测量误差,即设备精度,目标值 0.05 mm/4,即 0.0125 mm;T_s为数据采集处理误差,设计值 0.004 mm;T为机构运动误差。

4.1.1 数据采集和处理精度验证

经过计量机构校准的基准轴(如图 10 所示)安装于堆叠转台 SPS-1000L,该转台的径向回转误差为 0.3 μm,通过传感器进行数据采集后进入数据处理系统,将显示结果与校准结果进行对比,见表 1。最大差值为 T_s=3.223 μm,满足 0.004 mm 的精度要求。

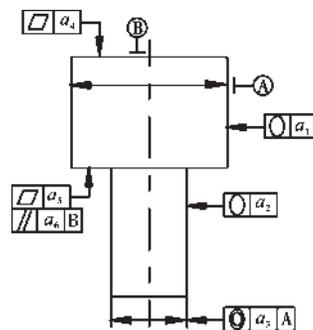


图 10 基准轴

表 1 数据采集和处理精度测试结果

序号	测量参数	校准值	测量值	差值
1	圆度 a ₁	1.05	2.948	1.898
2	圆度 a ₂	1.48	3.237	1.757
3	同心度 a ₃	1.26	0.483	0.777
4	平面度 a ₄	7.3	4.077	3.223
5	平面度 a ₅	2.7	2.693	0.007
6	平行度 a ₆	13.8	14.724	0.924

4.1.2 机构运动误差

为验证装测一体化转台机构部分测量精度,参照低速转台校准规范^[19]以及圆度、圆度仪计量检定规程^[20]进行检定:回转轴系径向回转误差的检测采用圆度误差评定的方法测量,圆度误差采用最小二乘法进行评定。将标准半球置于卡盘中心,回转轴系匀速旋转,采集半球圆周跳动。垂直轴角回转误差检测如图 11 所示。

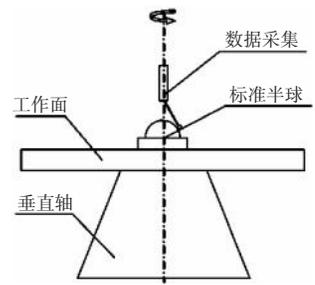


图 11 垂直轴角回转误差检测

当转台在多个轴向位置进行测量时,除校准每一个测量截面外,通常采用倾角回转误差表示。对于可调转台而言,在基准调节后,忽略基准轴线与回转轴不垂直的问题,则回转倾角导致的误差 T

$$T = T_{z1} + T_{z2} = (AC + DC' - A'C' \cdot \cos \theta) + (C'B' \cdot \cos \theta - CB' + DC') = 2OC \cdot \sin \theta \quad (4)$$

式中:T为回转倾角导致的跳动差值;θ为回转倾角;AB为被测对象理论位置;A'B'为被测对象倾斜后实际位置;O为回转原点,即轴承内圈下端圆心,OC与AB垂直,OC'与A'B'垂直。

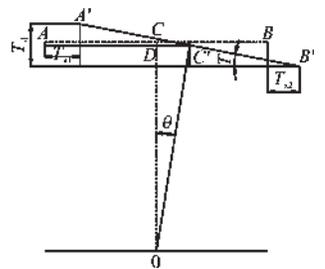


图 12 倾角回转误差模型

倾角回转误差模型如图 12 所示。

则回转误差 T 可设为

$$T = 2\sin \theta \cdot Z \text{ 或 } T = T_0 + 2\sin \theta \cdot \Delta Z \quad (5)$$

式中:Z为被测对象距离回转原点 O 的垂直距离;T₀为已知截面的回转误差;Z为被测对象距离该已知截面的垂直距离。

根据校准规范进行检测得到第 1 级低压涡轮盘心所在截面的回转误差 T₁=0.00619 mm。将第 1 级盘

距离回转原点距离 $Z_1=407.7$ mm 带入式(5)得

$$T=2 \sin \theta \cdot Z=1.518 \cdot 10^{-5} Z=0.00619+1.518 \cdot 10^{-5} \Delta Z(6)$$

4.1.3 综合误差验证

根据式(6)可知,回转倾角误差与所测截面高度成正比,因此本设备在第5级低压涡轮盘心所在截面处的误差最大,将 $Z_5=697$ mm 代入式(6)得到 $T_5=0.0106$ mm。

将 T_5 和 T_s 带入式(3),得到设备在本应用对象的最大综合误差为0.011 mm,满足0.0125 mm的精度设计要求。

4.2 应用效果

大涵道比发动机低压涡轮应用传统方法装配后,多台次出现初始不平衡量超差,其装配参数见表2;虽经过多次更换各级盘的相对角向位置后,跳动数值不大于0.05 mm,但由于测量精度低,该数值不能反映真实同心度,因此仍出现初始不平衡量超差现象。

表2 初始不平衡量超差统计

台次	跳动/mm					初始不平衡量 C/D面/(g·mm)
	第1级	第2级	第3级	第4级	第5级	
1	0.020	0.035	0.045	0.050	0.050	10023/8204
2	0.018	0.030	0.040	0.048	0.050	9731/3578
3	0.015	0.030	0.042	0.046	0.050	8280/7200
4	0.020	0.032	0.038	0.040	0.050	9813/4116
5	0.014	0.030	0.040	0.043	0.050	8417/2109

将本文所述方法应用于上述超差台次,在低压涡轮组装过程中进行跳动的同步测量,操作步骤如下:将机匣和第1级盘组件分别安装在静子支撑和转子夹持组件上;根据测试系统提示操作调心调倾机构,使第1级盘心跳动相对其最小二乘圆、最小二乘平面的数值均在0.001 mm以内,保持整个测量过程中调节机构的姿态不变;操纵同步升降机构,逐级安装导向器和转子组件,测量盘心端面和柱面跳动,通过串动涡轮盘的相对角向位置,使其端面和柱面跳动在0.05 mm以内,试验数据见表3。从表中可见,各台次低压涡轮初始不平衡量均可以满足不大于7500 gmm

表3 试验数据

台次	跳动/mm					初始不平衡量 C/D面/(g·mm)
	第1级	第2级	第3级	第4级	第5级	
1	0.001	0.010	0.020	0.035	0.040	4379/2394
2	0.001	0.012	0.024	0.035	0.042	5061/3159
3	0.001	0.0080	0.015	0.030	0.035	3900/2352
4	0.001	0.012	0.025	0.032	0.042	4773/2788
5	0.001	0.010	0.018	0.028	0.039	4240/2410

的要求。此外,该结果可侧面验证设备0.0125 mm的测量精度可满足0.05 mm跳动测量需求,实现通过控制同心度满足初始不平衡量要求的目标。

5 结论

(1)采用基于基准控制的高精度装测一体化方法实现了0.05 mm转子同心度控制所需的0.0125 mm的测量精度,有效避免了初始不平衡量超差问题,提高了发动机装配质量和效率。

(2)基准控制方法和转台轴承的应用,可以实现 $0.00619+10^{-5}(Z)$ mm的机构测量精度。在不提高加工精度的前提下,对多级转子部件、静子部件的同心度测量具有工程指导意义。

参考文献:

- [1] 刘永泉,王德友,洪杰,等. 航空发动机整机振动控制方法分析[J]. 航空发动机,2013,39(5):1-8.
LIU Yongquan, WANG Deyou, HONG Jie, et al. Analysis of whole aeroengine vibration control technology [J]. Aeroengine, 2013, 39(5): 1-8. (in Chinese)
- [2] 孙贵青,孙慧洁,赵哲,等. 低压涡轮初始不平衡量超限计算分析与排除[J]. 航空发动机,2019,45(4):92-96.
SUN Guiqing, SUN Huijie, ZHAO Zhe, et al. Calculation analysis and elimination of the initial unbalance overrun of lowpressure turbine[J]. Aeroengine, 2019, 45(4): 92-96. (in Chinese)
- [3] 张冬梅,吴法勇,孟庆明,等. 基于转子初始不平衡量控制的整机振动排除方法[J]. 航空维修与工程,2014(2):62-65.
ZHANG Dongmei, WU Fayong, MENG Qingming, et al. Trouble shooting based on rotor original unbalance controlled in aeroengine vibration [J]. Aviation Maintenance & Engineering, 2014(2): 62-65. (in Chinese)
- [4] 王蕴琦,史新宇,王军. 影响平衡质量的工艺要素分析[J]. 航空发动机,2001(3):29-30.
WANG Yunqi, SHI Xinyu, WANG Jun. Analysis of technology factors affecting balance quality [J]. Aeroengine, 2001(3): 29-30. (in Chinese)
- [5] 曹茂国. 多级盘结构转子的工艺装配优化设计方法[J]. 航空发动机,1994(3):48-52.
CAO Maoguo. Optimization design of process assembly for multi stagedisc rotor [J]. Aeroengine, 1994(3): 48-52. (in Chinese)
- [6] 孙贵青,吴法勇. 航空发动机不同同心度测试方法研究[C]//第六届中国航空学会青年科技论坛文集. 沈阳:中国航空学会,2014:1022-1028.
SUN Guiqing, WU Fayong. Study on test technology of aeroengine nonconcentricity[C]//The sixty Youth Science and Technology Forum of China Aeronautical Society. Shenyang: Chinese Society of Aeronautics, 2014:1022-1028. (in Chinese)

- [7] 吴法勇,王娟.基于同心度测量的转子不平衡量装配优化方法[C]//第十五届中国科协年会第13分会场:航空发动机设计、制造与应用方法研讨会论文集.贵阳:中国科技协会,2013:1-6.
WU Fayong, WANG Juan. Optimization technique for rotor unbalance control based on the rotor concentricity measurement [C]//The Thirteenth Session of the Fifteenth Annual Meeting of the China Association for Science and Technology: Proceedings of the Symposium on Aero Engine Design, Manufacturing and Application Technology. Guiyang: China Association for Science and Technology, 2013: 1-6. (in Chinese)
- [8] 琚奕鹏,吴法勇,金彬,等.基于转子跳动和初始不平衡量优化的多级盘转子结构装配工艺[J].航空发动机,2018,44(6):83-90.
JU Yipeng, WU Fayong, JIN Bin, et al. Structure assembly technique of multi-stage disc rotor based on rotor runout and unbalance optimization [J]. Aeroengine, 2018, 44(6): 83-90. (in Chinese)
- [9] Yang Z, Hussain T, Popv A A, et al. Novel optimization technique for variation propagation control in an aero-engine assembly[J]. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2011, 225(1): 100-111.
- [10] Yang Z, McWilliam S, Popv A A, et al. Dimensional variation propagation analysis in straight-build mechanical assemblies using a probabilistic approach [J]. Journal of Manufacturing Systems, 2013 (2): 348-356.
- [11] CFMI. CFM56-7B service bulletins [EB/OL]. [2019-10-10]. <https://www.cfmaeroengines.com/customer/customer-support>.
- [12] Horibe K, Kawahira K, Sakai Jun, et al. Development of GE90-115B turbofan engine [J]. IHI Engineering Review, 2004, 37(1): 1-8.
- [13] 洪艳霞,范秀华,崔艳敏.一种航空发动机低压涡轮装配检测装置:中国,201420659915.9[P].2015-03-11.
HONG Yanxia, FAN Xiuhua, CUI Yanmin. A assembly detection device for LPT of aeroengine: China, 201420659915.9[P]. 2015-03-11. (in Chinese)
- [14] 国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会.GB/T 3177-2009 光滑工件尺寸的检验[S].北京:中国计量出版社,2013: 1-17.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine, Standardization Administration of China. GB/T 3177-2009 inspection of plain workpiece size[S]. Bei Jing: Chinese Metrology Press, 2013: 1-17. (in Chinese)
- [15] 成大先.机械设计手册:第2卷[M].第六版.北京:化学工业出版社,2016(3):200-268.
CHENG Daxian. Handbook of mechanical design: Volume 2[M]. Version 6. Beijing: Chemical Industry Press, 2016(3): 200-268. (in Chinese)
- [16] 范长庚.转台轴承在立式车床中的应用[J].机床与液压,2016,44(14):18-19.
FAN Changgeng. Application of rotary table bearing in vertical lathe [J]. Machine tool & Hydraulics, 2016, 44(14): 18-19. (in Chinese)
- [17] 马贤祥,赵锡芳,王德建,等.工业机器人联合式支承回转装置的结构及设计[J].机器人方法与应用,2011(2):23-26.
MA Xianxiang, ZHAO Xifang, WANG Dejian, et al. Structure and design of joint supporting slewing device for industrial robot[J]. Robot Technique and Application, 2011(2): 23-26. (in Chinese)
- [18] 郭力.空气轴承的原理与应用[J].磨床与磨削,2000(2):67-69.
GUO Li. Principle and application of air bearing[J]. Grinder and Grinding, 2000(2): 67-69. (in Chinese)
- [19] 国家质量监督检验检疫总局.JJF 1210-2008 低速转台校准规范[S].北京:中国计量出版社,2008:1-9.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine. JJF 1210-2008 calibration specification for low speed turntable[S]. Beijing: Chinese Metrology Press, 2008: 1-9. (in Chinese)
- [20] 国家质量监督检验检疫总局.JJG 429-2000 圆度、圆柱度测量仪[S].北京:中国标准出版社,2021:1-28.
State Bureau of Quality Technical Supervision. JJG 429-2000 roundness and cylindricity measuring instrument[S]. Beijing: Standards Press of China, 2021: 1-28. (in Chinese)

(编辑:程海)

一种裸线热电偶时间常数新公式的仿真和试验验证

岳玲玲, 李星优, 蔡梦音, 王培勇
(厦门大学 航空航天学院, 福建厦门 361005)

摘要:为准确获取热电偶测量动态来流温度的响应时间即时间常数,根据能量守恒,考虑热电偶结点的对流、辐射和导热,推导了热电偶时间常数的新公式。时间常数公式中涉及 2 个参数 α 和 e ,其中与表面辐射相关的参数 α 通过计算流体力学(CFD)仿真小球在来流参数变化时的球温动态响应时间拟合获得,而与导热相关的参数 e 通过 CFD 仿真 S 型热电偶在来流参数变化时的热电偶结点温度动态响应时拟合获得。通过仿真和试验 2 种方式对时间常数公式进行验证。结果表明:在不同工况下,公式计算和 CFD 仿真得到的时间常数误差在 20% 以内,且仿真结果下的特定工况辐射和导热综合影响,能够使时间常数最低降为仅考虑对流的 33%;采用 S 型热电偶测量了标准高温燃气,通过对热电偶加载然后撤销电流获得热电偶测温的动态响应曲线和时间常数,试验与公式获得的时间常数之间的最大误差为 -12%,证实了公式的准确性较高。

关键词:裸线热电偶;计算流体力学;时间常数;结点传热

中图分类号:V231.1

文献标识码:A

doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.019

Simulation and Experimental Verification of a New Time Constant Formula for Bare-wire Thermocouple

YUE Ling-ling, LI Xing-you, CAI Meng-yin, WANG Pei-yong

(School of Aerospace Engineering, Xiamen University, Xiamen Fujian 361005, China)

Abstract: In order to accurately determine the response time (time constant) of the thermocouple to measure the dynamic temperature changes, a new time constant formula for thermocouple was derived based on energy conservation and considering convection, radiation, and heat conduction at the thermocouple junction. Two parameters, α and e are involved in the time constant formula. The parameter α related to the surface radiation was obtained by fitting the CFD (Computational Fluid Dynamics) simulated time constant of a sphere under varying flow parameters; while the parameter e related to conduction was obtained by fitting the CFD simulated time constant of an S-type thermocouple. The time constant formula was verified by simulation and experiment. The results show that under different working conditions, compared with CFD simulation results, the errors of the formula are less than 20%. For a specific CFD simulation case considering the combined effect of radiation and heat conduction, the time constant can be reduced to 33% of the case considering only convection. Using an S-type thermocouple to measure the temperature of the standard high-temperature gas, the dynamic response curves and the time constants of the thermocouple were obtained by loading the thermocouple and then removing the current. Compared with the experimental data, the maximum error of the formula is -12%, demonstrating the high accuracy of the formula.

Key words: bare-wire thermocouple; CFD; time constant; junction heat transfer

0 引言

温度作为最重要的基础物理量之一,在航空航天、燃烧、核电站运营^[1-3]等领域有着重要的地位。热电偶传感器具有结构简单、制造容易和测温范围大等特点,同时因其良好的测温精度和热惯性小被广泛用于测温^[4-5]。时间常数表征热电偶传感器的响应速

度^[6],即热电偶跟踪温度变化的能力^[5],研究时间常数的计算公式对于热电偶的动态测试具有重大意义。

国内外学者对热电偶传感器的时间常数进行了广泛研究。师钰璋等^[7]和 Li 等^[6]分别采用半导体激光器激励法和改进高温炉产生温度阶跃的方法进行了时间常数的试验,但二者均未涉及热电偶时间常数的机理研究;Petit 等^[8]从理论和试验 2 方面对辐射传热

收稿日期:2022-11-23

作者简介:岳玲玲(1997),女,在读硕士研究生。

引用格式:岳玲玲,李星优,蔡梦音,等.一种裸线热电偶时间常数新公式的仿真和试验验证[J].航空发动机,2024,50(3):128-136.YUE Lingling,LI Xingyou,CAI Mengyin, et al. Simulation and experimental verification of a new time constant formula for bare-wire thermocouple[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 128-136.

和催化效应不显著时的热电偶频率响应进行了研究,采用外部、内部加热法研究了时间常数的不同,得到了适用于外部加热法的 1 阶响应传递函数,但由于焦耳效应和珀耳帖效应对热电偶线的非均匀加热使其准确度对于内部加热法较低,且虽然考虑了热电偶球结点与线之间的热传导,但并不适用于高温状态下辐射对时间常数的影响;Santoni 等^[9]考虑了热电偶传热过程中的辐射校正,并建立了辐射修正的新公式,但缺乏对热电偶的导热修正;Glawe 等^[10]试验研究了高温高速气流中几种 K 型热电偶探针的辐射修正及时间常数,但试验无法区分辐射和传导 2 种热损失模式,其在计算中认为热传导修正只是综合热损失修正的一小部分,没有单独考虑导热修正,得到了导热修正影响很小的结论。热电偶的测量温度为热电偶的结点温度,而热电偶结点温度由结点的能量守恒决定,包括结点与来流的对流和辐射换热,结点与热电偶导线的导热,结点与周围环境的表面辐射换热。因此,热电偶动态测温的时间常数并不仅仅是热电偶本身的特性,而是与这些传热模式都相关。在上述研究中,很少全面考虑所有的传热模式对热电偶时间常数的影响,大部分文献都忽略了导热对热电偶时间常数的影响^[11-13]。

本文全面研究了裸线热电偶的时间常数与结点传热模式。

1 热电偶时间常数理论推导

在热电偶所处环境发生变化后,热电偶需要一定的时间才能达到新的稳态,这就是热电偶的动态响应特性。在温度随时间的变化过程满足指数变化时,时间常数定义为热电偶测量温度从初始稳态温度 T_{b1} 升高新的稳态温度 T_{b2} 的温度阶跃 $(T_{b2}-T_{b1})$ 的 63.2% 所需要的时间^[14],热电偶温度阶跃响应指数变化过程如图 1 所示。图中, T 为温度; t 为时间; t_1 为环境条件发生阶跃改变的时间; t_2 为热电偶达到 63.2% 温度阶跃的时间, τ 为时间常数。

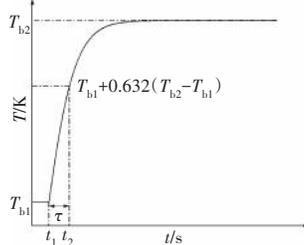


图 1 热电偶温度阶跃响应指数变化过程

热电偶结点传热如图 2 所示。图中, Q_{conv} 为结点与高温气体之间的对流传热; Q_{cond} 为结点和热电偶线

之间的热传导; Q_{radg} 为结点吸收的高温气体辐射; Q_{rads} 为热电偶结点表面与环境之间的辐射换热; T_∞ 为环境温度; T_b 为热电偶结点温度; T_g 为来流气体温度。

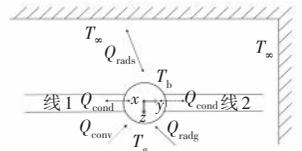


图 2 热电偶结点传热

结点的能量守恒方程 Q_{radg} 与 Q_{rads} 的表达式^[15]为

$$Q_{conv} + Q_{cond} + Q_{radg} + Q_{rads} = \rho Vc \frac{dT_b}{dt},$$

$$Q_{conv} = hA_b(T_g - T_b), Q_{cond} = kA_c \frac{\partial T}{\partial y}, \quad (1)$$

$Q_{radg} = \varepsilon \varepsilon_g \sigma A_b T_g^4, Q_{rads} = -\varepsilon \sigma A_b (T_b^4 - (1 - \alpha_g) T_\infty^4)$ 式中: ρ 、 V 、 c 分别为热电偶球结点的密度、体积和比热; h 为热电偶结点表面对流换热系数; A_b 为球结点与来流的接触面积(球面积减去与 2 根热电偶线的连接面积); k 为热电偶线的导热系数; A_c 为 2 根热电偶线的横截面积; y 轴方向为热电偶线方向; ε 为球结点表面的发射率; ε_g 为气体辐射发射率,是燃气温度、燃气组分以及高温燃气区域尺寸的函数^[15],与热电偶的温度无关; σ 为斯蒂芬-波尔兹曼常数 ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$)。

$$hA_b(T_g - T_b) + \frac{kA_c}{l}(T_w - T_b) - \varepsilon \varepsilon_g \sigma A_b T_g^4 + \varepsilon \sigma A_b \cdot ((1 - \alpha_g) T_\infty^4 - T_b^4) = \rho Vc \frac{dT_b}{dt} \quad (2)$$

式中: l 为导热特征长度; T_w 为热电偶线温度; α_g 为气体对环境辐射的吸收系数,是燃气温度、燃气组分、高温燃气区域尺寸以及环境温度的函数^[15],与热电偶的温度无关。

由式(2)继续推导可得

$$\frac{\rho Vc}{hA_b} \frac{dT_b}{dt} = T_g + \frac{kA_c}{hA_b l} T_w + \frac{\varepsilon \varepsilon_g \sigma T_g^4}{h} + \frac{\varepsilon \sigma (1 - \alpha_g) T_\infty^4}{h} - (1 + \frac{kA_c}{hA_b l} + \frac{\varepsilon \sigma T_b^3}{h}) T_b \quad (3)$$

$$\frac{\rho Vc}{hA_b (1 + \frac{kA_c}{hA_b l} + \frac{\varepsilon \sigma T_b^3}{h})} \frac{dT_b}{dt} = T_g + \frac{kA_c}{hA_b l} T_w + \frac{\varepsilon \varepsilon_g \sigma T_g^4}{h} + \frac{\varepsilon \sigma (1 - \alpha_g) T_\infty^4}{h} - T_b \quad (4)$$

$$\text{令 } \theta = T_b - (T_g + \frac{kA_c}{hA_b l} T_w + \frac{\varepsilon \varepsilon_g \sigma T_g^4}{h} + \frac{\varepsilon \sigma (1 - \alpha_g) T_\infty^4}{h}) / (1 + \frac{kA_c}{hA_b l} + \frac{\varepsilon \sigma T_b^3}{h})$$

则有

$$\frac{\rho Vc}{hA_b(1 + \frac{\varepsilon\sigma T_b^3}{h} + \frac{kA_c}{hA_b l})} \frac{d\theta}{dt} = -\theta \quad (5)$$

与纯对流的情况下的温度分布为指数函数不同,式(5)由于左边项的分母包含温度变量 T_b ,其真实解并非指数函数。但目前热电偶时间常数的确定都是假定温度随时间指数函数变化,取温度变化为2次稳态结点温度(测量温度)差的63.2%对应时间为时间常数。后面的CFD仿真数据也表明,在2个稳态间的结点动态温度分布可以非常好的近似为指数函数。在这样的情况下,可将式(5)左边项的分母中的 T_b^3 近似为转化为 αT_r^3 ,其中 α 为与温度无关的表达式, T_r 为2个稳态温度间的某种平均值,为平均辐射温度,不再是1个变量。

$$\frac{\rho Vc}{hA_b(1 + \frac{\alpha\varepsilon\sigma T_r^3}{h} + \frac{kA_c}{hA_b l})} \frac{d\theta}{dt} \approx -\theta \quad (6)$$

式(6)的解为1个指数函数,其时间常数为

$$\tau = \frac{\rho Vc}{hA_b(1 + \frac{\alpha\varepsilon\sigma T_r^3}{h} + \frac{kA_c}{hA_b l})} \quad (7)$$

Liu等^[16]提出了热电偶测温的影响长度概念并给出了影响长度的公式。影响长度是指在热电偶结点的某个长度范围内的气体温度分布会影响热电偶线的温度分布,而热电偶线的温度分布又通过导热影响热电偶结点的温度分布。超过影响长度的范围,热电偶的导热对结点温度几乎没有影响。式(7)中的导热特征长度 l 与影响长度的概念一致,因此定义导热特征长度 $l=e \cdot l_{th}$,其中 l_{th} 为影响长度, e 为 l_{th} 的修正参数, l_{th} 表达式^[16]为

$$l_{th} = -\ln(0.01) \sqrt{kd_w/h_w} / 2 \quad (8)$$

式中: d_w 为热电偶线的直径; h_w 为热电偶线的总换热系数 $h_w=h_{r,w}+h_{c,w}$,其中 $h_{r,w}$ 为辐射换热系数,可由辐射关系式得到; $h_{c,w}$ 为热电偶线的对流换热系数,可由公式^[17]求解得到。

$$Nu_w = 0.42Pr^{0.2} + 0.57Re_w^{1/2}Pr^{1/3}, 0.01 < Re_w < 10000 \quad (9)$$

式中: Nu_w 为热电偶线的努塞尔数; Re_w 为热电偶线的雷诺数; Pr 为普朗特数。

$$h_{r,w} = \varepsilon\sigma(T_b + T_\infty)(T_b^2 + T_\infty^2) \quad (10)$$

式(7)中涉及到球结点的对流换热系数,球结点适用的强迫对流换热关系式^[18]为

$$Nu_b = 2 + 0.6Re_b^{1/2}Pr^{1/3} \quad (11)$$

式中: Nu_b 为结点的努塞尔数; Re_b 为球结点的雷诺数。

最终时间常数表达式为

$$\tau = \frac{\rho Vc}{hA_b(1 + \frac{\alpha\varepsilon\sigma T_r^3}{h} + \frac{kA_c}{hA_b l_{th}})} \quad (12)$$

α 可能与发射率、速度、球径有关, e 可能与温度、速度、压力、尺寸等有关,这些关系式可通过CFD仿真结果进行拟合获得。为了方便后续分析,令 $f_r = \alpha\varepsilon\sigma T_r^3/h$, $f_c = kA_c/(hA_b l_{th})$,即 f_r, f_c 分别为辐射项、导热项对降低时间常数的贡献值。

2 CFD仿真

以热电偶结点球心为原点,热电偶结点直径 $d_b=1.05$ mm,热电偶线直径 $d_w=0.5$ mm,热电偶线中心轴距为1.6 mm,热电偶求解域模型如图3所示。该热电偶尺寸为基础尺寸,后面的仿真分析还涉及到其他尺寸热电偶的仿真,如未指明特定的热电偶尺寸,均采用基础尺寸热电偶。

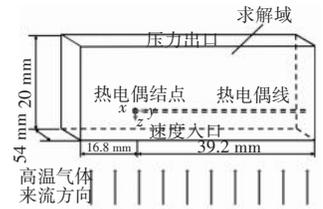
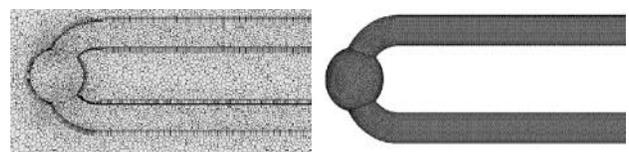


图3 热电偶求解域模型

图3中长方体区域为求解域,求解域的长×宽×高为56×54×20 mm。求解域底面为来流气体速度入口区域。热电偶水平放置于求解域前后2个面的中心位置,2根热电偶线水平放置,距离下底面高度均为5 mm。热电偶结点中心距离求解域左侧面为16.8 mm,距离求解域上部顶面为15 mm。热电偶线整体长度为39.2 mm(大于采用式(8)计算的影响长度,进一步延长热电偶线长对结点温度无影响)。其他尺寸热电偶的仿真也采用上述热电偶线长(均大于影响长度)以及几何布置。计算域的前后端面及左、右端面为对称面。气体入口设置为速度入口边界,上表面为压力出口边界。

采用STAR-CCM+软件生成多面体网格,生成的热电偶求解域网格如图4所示(商用热电偶的头部形



(a) $z=0$ mm处网格截面

(b) 热电偶网格

图4 热电偶求解域网格

状差异较大,图中采用了常见的一种形态)。热电偶模型的网格总体数量约为 167 万,其中,流体网格为 151 万,固体网格为 16 万,进一步增加网格数量对计算结果几乎没有影响。

仿真为动态流固耦合传热,流动为层流流动,工质为常压 N_2 ,采用不可压缩理想气体状态方程,即气体密度只随温度变化。气体的物性参数如定压比热、动力粘度和热导率是温度的多项式函数(比热为分段多项式函数,采用 NASA 格式,动力粘度和热导率采用 CHEMKIN 导出函数)。无特殊说明时,热电偶表面发射率为 0.8,来流速度为 50 m/s,出口环境温度和压力分别为 300 K 与 101.325 kPa。

S 型热电偶的 1 根为纯铂(Pt)材料,1 根为 90% 铂+10% 铑(Rh)的材料,结点则由 2 根热电偶线焊接形成。纯铂热电偶线的密度为 21450 kg/m³,90% 铂+10% 铑热电偶线的密度为 19970 kg/m³,2 根热电偶线的比热^[19]为

$$c_{p-Pt}=113.024725+0.0691433T-5.1278388\times 10^{-5}T^2+2.562042\times 10^{-8}T^3-4.51007326\times 10^{-12}T^4$$

$$c_{p-90\%Pt+10\%Rh}=119.76978+0.08488965T-6.2189377\times 10^{-5}T^2+3.1121337\times 10^{-8}T^3-5.69139194\times 10^{-12}T^4 \quad (13)$$

式中: c_{p-Pt} 为铂线的比热; $c_{p-90\%Pt+10\%Rh}$ 为 90% 铂+10% 铑线的比热。

热导率^[19]为

$$k_{Pt}=0.0198T+64.141,k_{90\%Pt/10\%Rh}=0.0067T+28.385 \quad (14)$$

热电偶结点的各参数取 2 根热电偶线的平均值。热电偶 CFD 仿真方法的准确性在前期工作中已经通过与试验数据的对比得到验证^[20]。

3 结果及分析

来流工况从 50 m/s 和 2400 K 突变到 10 m/s 和 300 K 工况下模拟的热电偶结点温度随时间变化曲线(热电偶初始温度为初始工况下的稳态温度 1846 K)如图 5 所示。从图中可见,

这些数据点的指数函数拟合曲线(采用 Origin 按 $Y=A_1 \cdot \exp(-x/\tau)+y_0$ 对仿真输出数据点进行拟合, τ 和仿真数据点吻合很好,拟合时间常数为 0.7655 s,按照结点温度变化 63.2% 确定

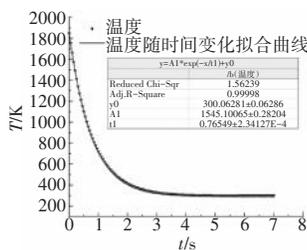


图 5 热电偶结点温度随时间变化曲线

的时间常数为 0.7639 s,二者非常接近,误差仅为 0.21%。前面的时间常数是采用 0~7s 的温度数据进行拟合的,采用 1、3、5 s 内的数据点进行拟合得到的时间常数分别为 0.7337、0.7631、0.7653 s,存在一定的差别,这也表明这些数据点并非完美的指数函数分布,拟合的时间常数依赖于数据的时间长度。

此外,在 2 种稳态工况间的动态测温,例如在来流速度为 50 m/s,来流温度 300 K 突变到 2400 K 的动态测温,和 2400 K 突变到 300 K 的动态测温,其时间常数不相同。前者的时间常数为 0.3407 s,后者的时间常数为 0.3993 s,存在 17.20% 的差别。造成这一差别的主要原因是升温 and 降温过程中平均对流换热系数不同,而对流换热系数的不同来源于膜温的不同。来流温度 300 K 升高到 2400 K 再降低到 300 K 时膜温、球结点对流换热系数变化如图 6 所示。从图 6(a)中可见,在 $t=0$ s 时,结点温度为 300 K,来流温度由 300 K 突升到 2400 K,膜温由 300 K 升高到 1350 K,达到稳态时,结点温度升高到 1846 K,膜温升高到 2123 K;在 $t=4$ s 时,来流温度由 2400 K 降低到 300 K,膜温逐渐降低,达到新的稳态膜温 300 K。从图 6(b)中可见,对于升温过程,结点对流换热系数从 882 W/(m²·K)变化为 938 W/(m²·K),平均值为 910 W/(m²·K);降温过程则从 855 W/(m²·K)变化到 810 W/(m²·K),平均值为 838 W/(m²·K)。由于 Re_b 增大而 Pr 减小,二者的变化趋势不同导致其对流换热曲线出现波动,但整体趋势还是下降的。对流换热系数越大,时间常数越小,所以升温过程的时间常数小于降温过程时间常数的。由于整个动态过程中的结点温度变化,导致对流换热系数变化。在采用式(7)计算时间常数时,采用初始结点温度和稳定后的结点温度的算术平均值作为壁面温度与突变后的来流温度的平均值作为膜温进行物性参数(密度、粘度、普朗特数、导热系数)的计

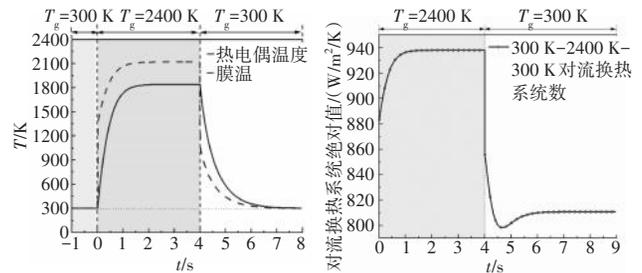


图 6 来流温度 300 K 升高到 2400 K 再降低到 300 K 时膜温、球结点对流换热系数变化

算,结合式(11)计算球结点对流换热系数。对热电偶线的对流换热系数也是类似的处理。

3.1 辐射对时间常数的影响

式(5)中的辐射换热修正项是温度 T_b 的3次方,有强烈的非线性,因此 T_r 取动态过程前后的结点温度的代数平均值不合适,本文取热电偶在1个时间常数下的结点温度为 T_r ,即 $T_r=T_{b1}+0.632(T_{b2}-T_{b1})$ 。针对无热电偶线的热电偶,即纯球传热的动态过程进行仿真,由于没有热电偶线导热,纯球的时间常数以及 α 的取值为

$$\tau = \frac{\rho Vc}{hA_b(1 + \frac{\alpha\epsilon\sigma T_r^3}{h})} \quad (15)$$

$$\alpha = \left(\frac{\rho Vc}{hA_b\tau} - 1\right) \frac{h}{\epsilon\sigma T_r^3} \quad (16)$$

α 可能与热电偶表面发射率 ϵ 、来流气体速度 u 和热电偶球径 d_b 有关。本文通过对去除热电偶线的纯球分别只改变 ϵ 、来流气体速度 u 和热电偶球径 d_b 其中一项的方式,利用式(16)得出 α ,分析 α 与三者之间的关系,不同条件下 α 的值见表1。

表1 不同条件下 α 的值

ϵ	α	$u/(m/s)$	α	d_b/mm	α
0.2	3.522	5	3.351	0.2625	2.443
0.4	3.629	10	3.427	0.3675	2.919
0.6	3.584	25	3.523	0.4725	3.139
0.8	3.616	50	3.616	0.5250	3.263
1.0	3.533	80	3.716	0.6300	3.319
				0.7875	3.434
				0.8400	3.464
				1.0500	3.616
				1.5750	3.712
				2.1000	3.785

ϵ 提高时辐射量增加, τ 随之减小, α 有稍许波动;速度 u 提高时对流换热系数 h 变大,温度 T_r 升高, τ 减小, α 有随 u 增大而增加的趋势,但增幅非常小;球径 d_b 的增加引起 A_b 增加, h 减小,且因为尺寸增加导致 τ 增加, T_{b2} 降低, α 逐渐增大趋于稳定值。从表1中可见,发射率由0.2增大到1.0, α 变化率在3%以内,速度由5 m/s提高到80 m/s, α 由3.351变化到3.716,变化率在11%内, d_b 由0.2625 mm增加到2.1000 mm时, α 由2.443变化到3.785,增加了55%。综上所述, α 与 ϵ 、 u 之间相关性较小,与 d_b 之间的关联较大。本文近似 α 仅与球径 d_b 之间存在关系, α 与球径的拟合关系

如图7所示。

从图中可见, α 与球径 d_b 值之间存在指数函数关系,相关系数 R^2 的值高达0.976,拟合可信度较高。 α 为无量纲参数,关系式为

$$\alpha = 3.72517 - 2.82929 \exp(-d_b/0.31231) \quad (17)$$

3.2 导热对时间常数的影响

对于热电偶这种简单结构,辐射仅与面积有关,与几何结构之间的关系不大,因此第3.1节中关于辐射项的关系式亦可适用于热电偶,可在式(17)的基础上进一步研究导热对时间常数的影响。对导热会造成影响的因素可能有温度、速度、压力、大小、球径线径比 δ 等。经计算得知,温度、速度、压力、大小对 e 的影响均很小,球径线径比对 e 影响较大,且二者之间存在着明显的指数变化关系。线径为0.5 mm,来流气体温度从2400 K降低到2200 K,不同球径线径比下 e 值见表2。来流速度均为50 m/s,热电偶初始温度是指各不同 δ 下的热电偶在来流气体温度为2400 K下的稳定温度。

表2 不同球径线径比下 e 值
(来流气体温度从2400 K降低到2200 K)

δ	T_i/K	T_{gas}/K	T_e/K	τ_s/s	e
1.35	1861	2200	1767	0.2537	6.543
1.40	1858	2200	1764	0.2554	5.875
1.50	1857	2200	1763	0.2596	4.606
1.75	1848	2200	1757	0.2755	2.496
2.10	1846	2200	1753	0.3043	1.268
2.50	1829	2200	1738	0.3568	0.804
3.00	1808	2200	1721	0.4395	0.562

注: T_i 为热电偶初始温度; T_{gas} 为来流气体温度; e 为热电偶稳定温度; τ_s 为仿真时间常数。

从表中可见, δ 越大,影响长度系数 e 越小,这是热电偶线导热面积相对于热电偶球结点面积减小使得导热热量占热电偶球结点换热量的比例大幅度下降导致的。由此可知,相同线径下对焊热电偶(无球结点)的灵敏度最高。 e 为无量纲参数, e 与 δ 之间的拟合关系如图8所示。

e 和 δ 之间的关系式为

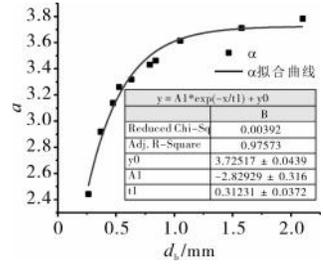


图7 α 与球径拟合关系

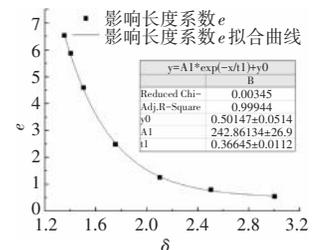


图8 e 与 δ 之间的拟合关系

$$e = 242.86134\exp(-\delta/0.36645) + 0.50147 \quad (18)$$

综合上述分析可知,只有热电偶本身的结点直径、球径线径比对辐射项、导热项的修正有较大影响。在改变来流条件下,不同尺寸的 2 个热电偶的时间常数为固定比例的关系^[21],也验证了本文的结论。裸线热电偶的时间常数为

$$\tau = \frac{\rho/c}{hA_s \left(1 + \frac{(3.72517 - 2.82929 \exp(-\frac{d_1}{0.31231})) \epsilon \sigma T_i^3}{h} + \frac{kA_s}{hA_s (242.86134 \exp(-\frac{\delta}{0.36645}) + 0.50147)} \right)} \quad (19)$$

3.3 时间常数公式验证

为了验证统一的热电偶时间常数式(19),将 CFD 仿真和公式计算的时间常数进行对比。不同来流速度下 4 个算例的时间常数相对误差见表 3。表中,无特殊说明,来流气体速度为 50 m/s,来流气体温度为改变条件后的气体温度。相对误差的定义为(公式时间常数-仿真时间常数)/仿真时间常数,表 3 中算例 1~4 热电偶初始温度依次为来流气体温度 2400、2200、2000、1800 K 下的稳定温度。

表 3 不同来流速度下 4 个算例的时间常数相对误差

T_i / K	T_{gas} / K	T_c / K	τ_s / s	τ_c / s	$E_r / \%$
1846	2200	1753	0.3043	0.3055	0.40
1753	2000	1652	0.3228	0.3232	0.11
1652	1800	1540	0.3406	0.3427	0.64
1540	1600	1416	0.3701	0.3642	-1.58

注: τ_c 为公式时间常数; E_r 为相对误差。

表 3 展示了来流气体温度依次在稳定后递减 200 K 通过仿真和公式计算的时间常数差别。从表中可见,相对误差为-1.58%~0.64%,表明在小温度范围内阶跃,公式计算精度非常高。

为了研究热电偶在不同来流速度下公式的准确性,热电偶在来流速度为 50 m/s,初始来流温度为 2400 K 条件下稳态基础上,来流速度分别变为 5、10、50、80 m/s,同时来流气体温度变为 2200 K 下的时间常数相对误差见表 4。

表 4 不同来流速度下时间常数相对误差 (来流气体温度为 2200 K)

来流速度/ (m/s)	T_i / K	T_c / K	τ_s / s	τ_c / s	$E_r / \%$
5	1846	1510	0.5178	0.4723	-8.82
10	1846	1584	0.4420	0.4207	-4.87
50	1846	1753	0.3043	0.3055	0.40
80	1846	1804	0.2698	0.2738	1.50

从表中可见,来流速度为 5、10 m/s 时,时间常数相对误差在 9% 以内,由式(11)计算得到对流换热系数分别为 444、538 W/(m²·K),由 CFD 导出的平均对流换热系数分别为 300、396 W/(m²·K)。由式(11)计算得到的对流换热系数在低速条件下偏大,导致求解时间常数偏小;来流速度为 50、80m/s 条件下相对误差小于 2%,说明在高速条件小温度阶跃下式(11)的精确度很高,时间常数公式的误差很小。

研究了热电偶在不同环境压力下公式的准确性。热电偶在环境压力分别为 0.5 MPa、0.25 MPa,来流速度为 50 m/s,来流温度为 2400 K 条件下达到稳定温度 2034、2181 K。在 $t=0$ s 时,来流气体温度突变为 2200 K,不改变来流速度,直至热电偶温度稳定。得到不同压力下时间常数相对误差见表 5。

表 5 不同压力下时间常数相对误差 (来流气体温度为 2200 K)

环境压力/ MPa	T_i / K	T_c / K	τ_s / s	τ_c / s	$E_r / \%$
0.5	2034	1915	0.1876	0.1994	6.29
0.25	2181	2036	0.1142	0.1222	7.01

从表中可见,环境压力越大,时间常数越小,这是压力越大对流换热系数越大,温度越高引起的。增大环境压力为 0.5 MPa 和 0.25 MPa 的情况下,时间常数相对误差分别为 6.29%、7.01%,说明压力对公式准确度的影响很小。

研究了热电偶在不改变球径线径比 $\delta=2.1$,只改变整体大小的情况下公式的准确性。热电偶在来流速度为 50 m/s,来流温度为 2400 K,整体缩放 0.5、2 倍条件下的稳态温度分别为 1940、1752 K。在 $t=0$ s 时,来流气体温度突变为 2200 K,不改变来流速度,直至热电偶温度稳定。得到不同尺寸下时间常数相对误差见表 6。

表 6 不同尺寸下时间常数相对误差 (来流气体温度为 2200 K)

整体缩放 倍数/ (线径/mm)	T_i / K	T_c / K	τ_s / s	τ_c / s	$E_r / \%$
0.5(0.25)	1940	1834	0.1210	0.1119	-7.53
2.0(1.00)	1752	1671	0.7828	0.8265	5.59

从表中可见,热电偶整体缩放 0.5、2.0 倍的情况下,时间常数相对于热电偶经历同样过程未缩放时的时间常数 0.3043 s 分别减小和增大了 2.5 倍左右,说

明热电偶尺寸对时间常数的影响非常大,热电偶越小,热电偶的响应时间就越短。热电偶整体缩放后的相对误差在8%以内,说明尺寸对公式的准确性影响不大。

热电偶初始温度为来流速度为50 m/s,来流温度为2400 K,不同球半径比下时间常数相对误差见表7。在 $t=0$ s时刻,来流气体温度突变为2200 K,不改变来流速度,直至热电偶温度稳定。

表7 不同球半径比下时间常数相对误差
(来流气体温度为2200 K)

δ	T_i /K	T_c /K	τ_s /s	τ_c /s	E_r /%
1.35	1861	1767	0.2537	0.2540	0.14
1.40	1858	1764	0.2554	0.2551	-0.13
1.50	1857	1763	0.2596	0.2591	-0.18
1.75	1848	1757	0.2755	0.2766	0.41
2.10	1846	1753	0.3043	0.3055	0.40
2.50	1829	1738	0.3568	0.3521	-1.33
3.00	1808	1721	0.4395	0.4409	0.33

从表中可见,球半径比改变后,仿真与公式的时间常数相对误差在2%以内,其对公式精度的影响很小。

大跨度温度下时间常数相对误差见表8。为了验证在大跨度改变来流温度条件下公式的可靠性,分别计算了表8中的4个算例,依序命名为算例1~4。算例1热电偶的初始温度为300 K,在 $t=0$ s时刻,来流气体温度由300 K上升至2400 K,来流速度不变保持为50 m/s,直至热电偶温度稳定;算例2热电偶的初始温度为来流速度50 m/s,来流温度2400 K下的稳态温度为1846 K,在 $t=0$ s时,来流气体温度降低至300 K,来流气体速度不变,直至热电偶温度稳定;算例3热电偶的初始温度为来流速度20 m/s,来流温度1000 K下的稳态温度为945 K,在 $t=0$ s时,来流气体温度上升至2000 K,来流气体速度突变为80 m/s,直至热电偶温度稳定;算例4热电偶的初始温度为来流速度为80 m/s,来流温度2000 K下的稳态温度为1696 K,在 $t=0$ s时,来流气体温度下降至1000 K,来流气体速

表8 大跨度温度下时间常数相对误差

来流速度/ (m/s)	T_i /K	T_{gas} /K	T_c /K	τ_s /s	τ_c /s	E_r /%
50	300	2400	1846	0.3407	0.3764	10.48
50	1846	300	300	0.3993	0.4724	18.31
80	945	2000	1696	0.3098	0.3222	3.99
20	1696	1000	945	0.5646	0.5214	-7.65

度降低至于20 m/s,直至热电偶温度稳定。

从表8中可见,算例1、2的时间常数相对误差分别为10.48%、18.31%,可能是由于在大幅度温度改变条件下 T_i 的代表性稍差。在算例2中,由于对流换热系数式(11)在温度较低条件下的准确性不够,导致误差进一步增大。算例3、4也存在这样的误差来源,由于其温差较小,温度相对较高,误差较小。

综上所述,本文建立的1个针对裸线热电偶的时间常数公式求解和仿真的时间常数之间的误差在20%以内。时间常数相对误差见表9,为了进一步验证在对热电偶表面加热通量(模拟气体辐射加在热电偶表面的热流,式(1)中的 Q_{radg})、改变环境温度以及低速下大幅度改变温度的情况下公式的适用性,依次增加表9中的5个算例,依序命名为算例1~5。算例1在0 s时,来流温度由2400 K下降为2200 K,同时热电偶表面上加634679 W/m²的热通量;算例2、3在0 s时,来流温度由2400 K下降为2200 K,环境温度分别变为1200、2100 K;算例4初始温度为300 K,在0 s时,来流温度由300 K升高为2400 K,速度从0 m/s提高至10 m/s;算例5的初始温度为50 m/s,来流条件下为2400 K的稳态温度为1846 K,在0 s时,将来流速度和温度分别改为10 m/s和300 K。

表9 时间常数相对误差

来流速度/ (m/s)	T_i /K	热通量 W/m ²	环境 温度/ K	T_{gas} /K	T_c /K	τ_s /s	τ_c /s	E_r /%
50	1846	634679	300	2200	2056	0.2491	0.2721	9.24
50	1846		1200	2200	1801	0.3042	0.2925	-3.85
50	1846		2100	2200	2136	0.2385	0.2459	3.10
10	300		300	2400	1658	0.5793	0.5754	-0.68
10	1846		300	300	300	0.7650	0.7683	0.37

从表中可见,加热通量以后相对于原来不加热通量相同条件下的时间常数0.3043(第3.3节中第1个算例)减少了18%。由式(5)的推导过程可知,气体辐射本身对时间常数不存在影响,由于气体辐射使热电偶温度由1753 K升高至2056 K,导致表面辐射项的影响增大,这也充分说明了表面辐射对时间常数影响的重要性。加热通量不影响本文推导时间常数公式的准确性。公式对于改变环境温度和低速下大幅度温度改变的情况,计算也很准确。

在表7工况下,不同球半径比下 f_r 、 f_c 值见表10。

表 10 不同球径线径比下 f_r 、 f_c 值

δ	T_i / K	T_c / K	f_r	f_c
1.35	1861	1767	0.73	0.30
1.40	1858	1764	0.75	0.31
1.50	1857	1763	0.79	0.34
1.75	1848	1757	0.89	0.45
2.10	1846	1753	1.01	0.64
2.50	1829	1738	1.11	0.82
3.00	1808	1721	1.21	0.82

从表中可见,随着球径线径比由 1.35 提高至 3,球结点温度降低,辐射项的贡献值 f_r 由 0.73 不断增加至 1.21,增加了 66%,即在光球带辐射状态下时间常数变为仅考虑对流的时间常数 ($\tau = \rho V c / h A_b$) 的 0.66~0.45 倍 ($1/(1+0.73)=0.66$, $1/(1+1.21)=0.45$); 导热项的贡献值 f_c 由 0.30 不断增加至 0.82,增加了 173%,在辐射项和导热项的综合作用下,热电偶的时间常数变为原来的 0.49~0.33 倍 ($1/(1+0.73+0.30)=0.49$, $1/(1+1.21+0.82)=0.33$)。上述分析表明,辐射项与导热项在减小时间常数中的占比是不可忽视的。为了进一步说明辐射和导热对时间常数的影响,将表 3 中的算例与只考虑对流的时间常数进行了对比,见表 11。

表 11 时间常数公式的对比

算例序号	τ_s / s	τ_c / s	对流时间常数/s
1	0.3043	0.3055	0.8108
2	0.3228	0.3232	0.8064
3	0.3406	0.3427	0.8017
4	0.3701	0.3642	0.7966

从表中可见,只考虑对流得到的时间常数与仿真时间常数之间的误差为 166%~115%,说明考虑辐射和导热的必要性。

4 试验验证

为了验证时间常数公式准确性,本文以球径为 1.428 mm、线径为 0.51 mm、热电偶线长度为 300 mm 的 S 型裸线热电偶为试验对象,采用 Li²⁰⁰ 的试验装置为热电偶测量提供来流均匀且温度、组分和速度已知的高温燃气,对加直流电(电流 3、4、5 A 3 种工况)的热电偶撤消电流后的温度动态曲线进行了测量,确定了热电偶的时间常数。试验环境为 0.1 MPa,室温 24 °C。燃气温度和速度采用 Li²⁰⁰ 的方法进行计算。试验中气体流量(SL/min)、燃气温度、试验来流参数

及燃气参数见表 12。燃气温度误差为 ± 35 K,是流量表误差导致的当量比误差对应的绝热平衡温度误差。燃气温度稳定,不随时间变化。

表 12 试验来流参数及燃气参数

当量比	H ₂ 流量	空气流量	N ₂ 流量	燃气温度	燃气速	质量分数/%		
	/(SL/min)	/(SL/min)	/(SL/min)	K	度/(m/s)	O ₂	N ₂	H ₂ O
0.75	6.09	19.29	20	2102 \pm 35	4.755	4.46	68.15	26.90

记录的去电流后的热电偶测量温度动态曲线如图 9 所示(采用 Keithley DMM7510 七位半表测量电压,进行冷端补偿后根据分度表计算热电偶温度,对应的温差测量误差约为 ± 0.4 K。与 CFD 一致,按照测量温度变化 63.2% 确认时间常数,分别对 3、4、5 A 的温度曲线处理得到 3 种工况的时间常数,并与采用公式计算的时间常数

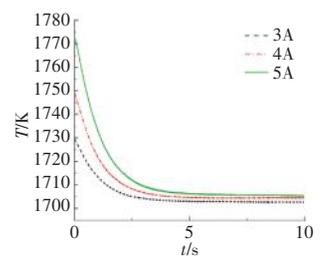


图 9 热电偶测量温度动态曲线

进行对比,试验时间常数相对误差见表 13(表中的误差为测量温度变化 63.2% \pm 0.4 K 对应的 时间常数误差)。因为不同电流对热电偶温度的影响并不大且来流条件不变,3 种工况的时间常数几乎一样。

表 13 试验时间常数相对误差

直流电流/A	τ_s / s	τ_c / s	$E_r / \%$
3	1.0934 \pm 0.039	0.9891	-9.54
4	1.0719 \pm 0.024	0.9857	-8.04
5	1.1158 \pm 0.017	0.9819	-12.00

注: τ_s 为试验时间常数。

从表中可见,公式计算与试验的时间常数之间的最大误差为 -12.00%,说明公式的准确度较高。

本文时间常数公式的推导过程中并未假设层流或湍流,流动形态对公式的影响主要体现在对对流换热系数的影响上,对于高速湍流,采用合适的湍流对流换热关系式,本文的时间常数公式也可适用。

5 总结

(1)公式推导和仿真结果都表明气体辐射只通过改变热电偶温度改变时间常数。在不同的来流速度,压力,温度阶跃,环境温度以及热电偶尺寸条件下,公式计算的时间常数精度都很高,最大误差仅为 18.31%。主要误差来源为对流换热系数关系式的不精确以及大跨度温度阶跃条件下平均辐射温度代表

性略差。采用试验或仿真方法拟合的特定工况范围内的高精度对流换热关系式可以降低公式应用误差。表面辐射换热和导热都能降低热电偶的时间常数,在来流温度由2400 K变为2200 K,来流速度50 m/s不变的情况下,球径线径比由1.35增加至3,表面辐射项能够使时间常数降为原来的66%~45%,辐射和导热的综合影响能够使时间常数降为原来的49%~33%。这些说明了辐射项和导热项在高温条件下对热电偶测温时间常数的影响很大。

(2)为了验证公式精度,采用S型热电偶测量了标准火焰的高温燃气温度,记录了3种电流条件下,去电流后的热电偶测量温度动态曲线,获得了热电偶时间常数。试验时间常数与公式时间常数之间的最大误差为-12.00%,验证了公式的准确度较高。

参考文献:

- [1] Sylvia J I, Chandar S C R, Velusamy K. A novel method for in-situ estimation of time constant for core temperature monitoring thermocouples of operating reactors[J]. Nuclear Engineering and Design, 2014, 275: 154-62.
- [2] 赵化彬, 张志杰. 爆炸瞬态温度测试中热电偶传感器实时补偿技术[J]. 火工品, 2017(1): 49-53.
ZHAO Huabin, ZHANG Zhijie. Real-time compensation technology of thermocouple sensor in transient temperature measurement of explosion[J]. Initiators and Pyrotechnics, 2017(1): 49-53. (in Chinese)
- [3] 刘浩, 赵化业, 王文革, 等. 热电偶温度传感器响应时间测试及分析[J]. 宇航计测技术, 2017, 37(6): 48-52.
LIU Hao, ZHAO Huaye, WANG Wenge, et al. Measurement and analysis of response time of thermocouple temperature sensor[J]. Journal of Astronautic Metrology and Measurement, 2017, 37(6): 48-52. (in Chinese)
- [4] 王培勇, 邢菲. 先进激光测量技术在航空发动机燃烧室研发中的应用[J]. 航空发动机, 2012, 38(4): 53-58.
WANG Peiyong, XING Fei. Advanced laser measurement technology for aeroengine combustor research and development[J]. Aeroengine, 2012, 38(4): 53-58. (in Chinese)
- [5] 孙宏健. 热电偶动态响应特性分析[D]. 杭州: 中国计量大学, 2018.
SUN Hongjian. Analysis of dynamic response characteristics of thermocouple[D]. Hangzhou: China Jiliang University, 2018. (in Chinese)
- [6] Li Y, Zhang Z, Hao X, et al. A measurement system for time constant of thermocouple sensor based on high temperature furnace[J]. Applied Sciences, 2018, 8(12): 2585.
- [7] 师钰璋, 王高, 李志玲, 等. 基于半导体激光器的热电偶时间常数测试[J]. 国外电子测量技术, 2020, 39(8): 74-78.
SHI Yuzhang, WANG Gao, LI Zhiling, et al. Thermocouple time constant measurement based on semiconductor laser[J]. Foreign Electronic Measurement Technology, 2020, 39(8): 74-78. (in Chinese)
- [8] Petit C, Gajan P, Lecordier J C, et al. Frequency-response of fine wire thermocouple[J]. Journal of Physics E-Scientific Instruments, 1982, 15(7): 760-764.
- [9] Santoni P A, Marcelli T, Leoni E. Measurement of fluctuating temperatures in a continuous flame spreading across a fuel bed using a double thermocouple probe[J]. Combustion and Flame, 2002, 131(1): 47-58.
- [10] Glawe G E, Simmons F S, Stickney T M. Radiation and recovery corrections and time constants of several chromel-alumel thermocouple probes in high-temperature, high-velocity gas streams[R]. National Advisory Committee for Aeronautics Technical Note 3766, Cleveland, 1956.
- [11] Shaddix C R. A new method to compute the proper radiant heat transfer correction of bare-wire thermocouple measurements[C]// Proceedings of the 10th US National Combustion Meeting. SNL-CA, USA, Sandia National Lab. No. SAND2017-4406C, 2017.
- [12] Jiménez S. Relevance of heat conduction in the correction and interpretation of high temperature, fine wire thermocouple measurements[J]. Combustion and Flame, 2022, 240: 112022.
- [13] Xu Z, Tian X, Zhao H. Tailor-making thermocouple junction for flame temperature measurement via dynamic transient method[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2017, 36(3): 4443-4451.
- [14] 傅元, 董宇哲, 李德健, 等. 热电偶时间常数的测量[J]. 微计算机信息, 2012, 28(10): 128-130.
FU Yuan, DONG Yuzhe, LI Dejian, et al. Measurement of thermocouple time constant[J]. Microcomputer Information, 2012, 28(10): 128-130. (in Chinese)
- [15] Wang P Y, Fan F Q, Li Q. Accuracy evaluation of the gray gas radiation model in CFD simulation [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2014, 3: 51-58.
- [16] Liu B D, Huang Q H, Wang P Y. Influence of surrounding gas temperature on thermocouple measurement[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2020, 19: 100627.
- [17] Bradley D, Matthews K J. Measurement of high gas temperatures with fine wire thermocouples[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1968, 10(4): 299-305.
- [18] Ranz W, Marshall W. Evaporation from drops chemical engineering progress[J]. Chemical Engineering Progress, 1952, 48(3): 141-146.
- [19] Powell R W, Tye R P. The promise of platinum as a high temperature thermal conductivity reference material[J]. British Journal of Applied Physics, 1963, 14(10): 662-666.
- [20] Li X, Huang Q, Luo X, et al. Thermocouple correction method evaluation for measuring steady high-temperature gas[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 213: 118673.
- [21] Warshawsky I. On-line dynamic gas pyrometry using two-thermocouple probe[J]. Review of Scientific Instruments, 1995, 66(3): 2619-24.

(编辑: 兰海青)

基于辐射加热的涡轮叶片热冲击试验方法

邱恒斌¹, 武小峰¹, 吴光耀², 宫永辉¹, 田玉坤¹

(1. 北京强度环境研究所, 北京 100076; 2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘要: 针对涡轮叶片热冲击试验的需求, 提出了一种基于石英灯辐射加热的涡轮叶片热冲击试验方法。采用高功率双排石英灯进行辐射加热、氮气和气雾相结合进行主动冷却、伺服作动系统进行加热冷却循环运动控制。通过仿真计算分析了辐射加热方式和气雾结合冷却方式的可行性和有效性, 并根据仿真结果开展了加热器、冷却设备设计, 构建了基于石英灯辐射加热的涡轮叶片热冲击试验系统, 实现了 50 次冷热循环的热冲击试验考核。结果表明: 采用石英灯辐射加热和气雾结合降温的试验方法可以模拟涡轮叶片热冲击所需的温度场和升降温速率。基于石英灯辐射加热的热冲击试验方法有效、可靠, 能够精确模拟叶片温度场, 大部分特征点温度控制偏差均小于 5%, 可应用于涡轮叶片热冲击试验。

关键词: 涡轮叶片; 热冲击; 石英灯; 辐射加热; 试验方法; 航空发动机

中图分类号: V216.4

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.020

Method of Turbine Blade Thermal Shock Test Based on Radiation Heating

QIU Heng-bin¹, WU Xiao-feng¹, WU Guang-yao², GONG Yong-hui¹, TIAN Yu-kun¹

(1. Beijing Institute of Structure and Environment Engineering, Beijing 100076, China;

2. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: Aiming at the requirement of a turbine blade thermal shock test, a method of turbine blade thermal shock test based on quartz lamp radiation heating was proposed. High-power double-row quartz lamps were used for radiation heating, the nitrogen and water mist were combined for active cooling, and a servo actuation system was used for heating and cooling cycle motion control. The feasibility and effectiveness of the radiation heating method and the nitrogen-water mist combined cooling method were analyzed by simulation. According to the simulation results, the heater and cooling equipment were designed, and the turbine blade thermal shock test system based on quartz lamp radiation heating was constructed, which realized the thermal shock test assessment of 50 thermal cycles. The results show that the test method of quartz lamp radiation heating and gas-mist combined cooling can simulate the temperature field and cooling rate required for the turbine blade thermal shock test. The thermal shock test method based on quartz lamp radiation heating is effective and reliable, which can accurately simulate the blade temperature field, and the temperature control deviation of most characteristic points is less than 5%, so it can be applied to turbine blade thermal shock tests.

Key words: blade; thermal shock; quartz lamp; radiation heating; test method; aeroengine

0 引言

航空发动机涡轮叶片在工作中会承受起动时骤热和停车时骤冷的过程, 叶片外表面温度会快速升高或降低, 形成叶片厚度方向上较大的温度梯度和叶身方向的不均匀温度场, 进而产生较大的热应力, 可能引起叶片热疲劳失效^[1-2], 因此需要针对涡轮叶片开展热冲击试验, 考核叶片抗热冲击的能力。

目前涡轮叶片热冲击试验通常采用燃气加热或

高频感应加热方式^[3]。彭志勇等^[4]采用高温燃气加热并定期对调试验叶片与参照叶片位置, 解决燃气出口温度场不均匀的问题; 王小蒙等^[5]利用燃烧室产生高温燃气, 及喷水快速冷却的方式实现 1000 次叶片热冲击循环试验; 姜东坡等^[6]采用燃气加热考核带涂层和不带涂层 2 种叶片热冲击疲劳性能。采用燃气加热方式能最真实地模拟叶片工作状态, 但燃烧室出口温度均匀性较差。为了满足温度分布的要求, 需不断调试燃气和冷气的比例、流量、压力等参数, 试验过程

收稿日期: 2022-07-07

作者简介: 邱恒斌(1991), 男, 硕士, 工程师。

引用格式: 邱恒斌, 武小峰, 吴光耀, 等. 基于辐射加热的涡轮叶片热冲击试验方法[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 137-141. QIU Hengbin, WU Xiaofeng, WU Guangyao, et al. Method of turbine blade thermal shock test based on radiation heating[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 137-141.

复杂。感应加热升温速率快,并且由于趋肤效应,其加热深度较浅,能够很好地模拟叶片的表面受热状态,非常适合金属叶片的加热^[7]。王洪斌^[7]、李成刚等^[8]应用高频感应加热器实现对叶片的热/机械复合疲劳试验考核;梁文等^[9]在感应加热方式基础上使用U型铁氧体来精细调节叶片温度场;王荣桥等^[10]采用具有闭环反馈的高频感应加热炉实现对叶片工作温度场的模拟。但当叶片表面覆盖热障涂层时,感应加热的传热路径是由内部金属叶片传向外部热障涂层,与实际状态相反,不能真实有效模拟热障涂层的热应力。此外还有火焰喷枪加热^[11]、激光加热^[12]等方式。涡轮叶片热冲击试验本质是通过模拟其温度场进而模拟叶片的热应力场,在不考虑燃气流的冲刷作用时,基于结构热效应等效理论^[13],可采用辐射加热方式模拟涡轮叶片所需的温度场。辐射加热常采用石英灯加热器,石英灯因其功率大,热惯性小,可控性好,可以实现试件局部的温度控制,适合模拟瞬变的气动加热温度^[14]。目前基于石英灯辐射加热的叶片热冲击试验研究相对较少。王则力等^[15]采用数值仿真方法对石英灯辐射加热叶片的温度场进行模拟,表明采用石英灯辐射结合内膜气流冷却的方法模拟效果较好;刘佳等^[16]解决了基于辐射加热的涡轮叶片热冲击试验系统中温度控制问题。

针对涡轮叶片热冲击试验燃气加热和感应加热的局限性,本文提出了一种基于石英灯辐射加热的涡轮叶片热冲击试验方法,并建立了热冲击试验系统,为涡轮叶片热冲击试验提供了新思路。

1 试验方法

试验对象为航空发动机第1级导叶,试验要求叶片中心截面的温度场和温升速率满足要求,即叶片中心截面6个特征点的温度满足要求,升温段和降温段的温升速率满足要求,各特征点温度见表1,叶片中心截面温度场要求如图1所示,单次循环的试验温度载荷谱如图2所示。升温段时长为30 s,高温保持段时长为60 s,降温段时长为30 s,低温保持段时长为40 s。

表1 温度控制要求

	温度特征点编号					
	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6
$T_H/^\circ\text{C}$	907	750	857	859	752	808

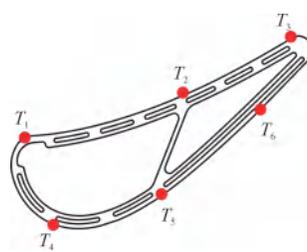


图1 叶片中心截面温度场要求的6个特征点

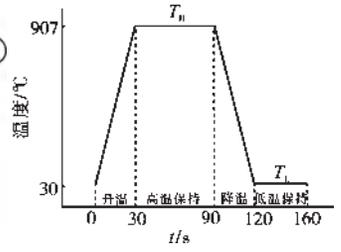


图2 单次循环的试验温度载荷谱

1.1 加热方案

采用石英灯辐射加热、喷雾冷却的方法开展热冲击试验。在升温段和高温保持段石英灯辐射加热并在叶片内部通入一定量的冷气用于模拟叶片内外表面的温度梯度;在降温段采用氮气或水雾冷却方式,并通过伺服作动器往复运动于加热区域和冷却区域,实现对叶片的快速升降温循环。涡轮导叶热冲击试验系统组成如图3所示。

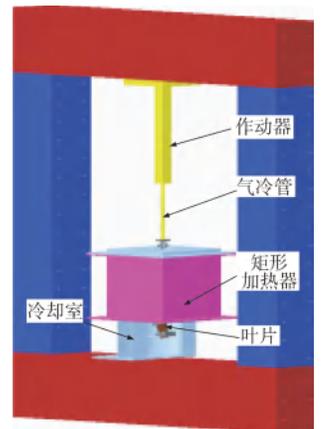


图3 涡轮导叶热冲击试验系统组成

根据上述总体方案,开展石英灯加热器的设计。通过分析叶片结构以及温度分布要求,为了精准模拟叶片温度场,采用4个加热分区分别控制图1中的 T_1 、 T_3 、 T_4 、 T_6 等4个点的温度。石英灯灯阵布置如图4所示。加热器整体采用矩形结构布置,为提高石英灯功率输出,采用双排灯设计。通过调整各区石英灯与试验件的相对位置以及灯阵密度,来满足试验的温度分布要求。

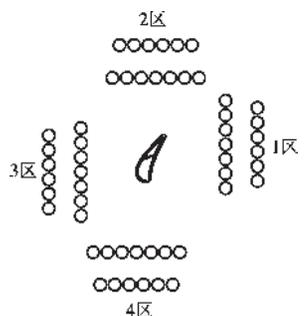


图4 石英灯灯阵布置

采用ANSYS热场分析软件进行叶片热场仿真分析,验证加热器设计的有效性。叶片模型材料为镍基高温单晶合金DD6,叶片弦长为63 mm,叶身高为64 mm。首先对模型的细节部分进行简化处理,然后采用solid90实体单元,对上下缘板与叶身连接处进行网格加密处理,最后对模型进行扫掠网格划分,如图5所示。对叶片外表面设置发射率为0.92(在试验过程中

结构表面进行涂黑处理,发射率为0.92),然后叶片内部设置对流换热条件(对流换热系数为 $50\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$),模拟吹气冷却的强迫换热。通过改变不同时刻的石英灯加热元件的温度,实现对叶片的辐射仿真加热。叶片表面6个温度点的升温段与保温段温度变化曲线如图6所示。通过与表1的控温要求对比可见,4个控温点的温度与要求的吻合的很好;进入保温段后, T_2 和 T_5 的温度仍在升高,逐渐逼近要求的温度。在升温段结束时,叶片整体温度以及中心截面的温度分布如图7所示。其中叶片表面条状温度分布体现了3层壁内腔的对流冷却效果,温度场与要求相接近。



图5 叶片网格划分

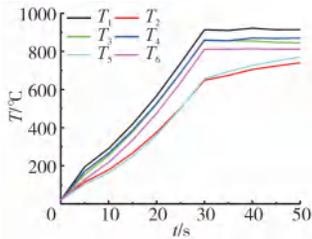
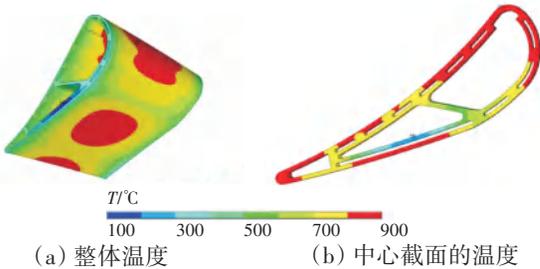


图6 升温段与保温段温度变化曲线



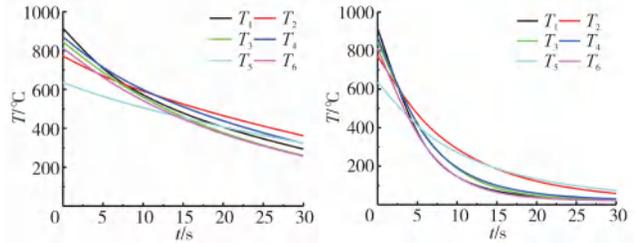
(a) 整体温度 (b) 中心截面的温度

图7 叶片温度分布

1.2 冷却方案

按照总体方案,根据叶片冷却速率要求选择合适的冷却介质。针对降温段所需的对流换热条件,通过设置不同的对流换热系数,以及流体介质温度,对叶片冷却效果进行了相应仿真评估^[17]。氮气和水雾的冷却效果模拟结果如图8所示。从图中可见,介质温度为 $20\text{ }^\circ\text{C}$,采用氮气对流冷却时换热系数约为 $100\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,叶片温度在30 s内温度约为 $300\text{ }^\circ\text{C}$,氮气的冷却效果不够;采用水雾冷却对流换热系数接近 $1000\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,叶片温度在30 s内可以降至 $50\text{ }^\circ\text{C}$ 以下。叶片热冲击试验要求的冷却速率约为 $30\text{ }^\circ\text{C}/\text{s}$,而氮气冷却在高于 $650\text{ }^\circ\text{C}$ 的相对高温阶段冷却速率约为 $32\text{ }^\circ\text{C}/\text{s}$,满足要求,但低于 $650\text{ }^\circ\text{C}$ 时冷却速率不足;水雾冷却在低于 $650\text{ }^\circ\text{C}$ 的相对低温阶段冷却速率为

$40\text{ }^\circ\text{C}/\text{s}$,高于 $650\text{ }^\circ\text{C}$ 时冷却速率过快。因此为控制试验件在降温阶段的冷却速率,结合氮气和水雾在不同温度阶段的冷却速率特点,选择在高于 $650\text{ }^\circ\text{C}$ 的相对高温阶段仅采用氮气冷却,在低于 $650\text{ }^\circ\text{C}$ 时的相对低温阶段采用氮气和水雾冷却结合的方式,通过调节氮气和水雾的比例和时序,达到最合适的冷却速率。



(a) 氮气 (b) 水雾

图8 氮气和水雾冷却效果模拟结果

通过对石英灯辐射加热/内腔通气冷却的加热仿真,和不同介质冷却降温过程的仿真分析可知,采用石英灯辐射加热和气雾结合降温的试验方法可以模拟叶片热冲击所需的温度场和升降温速率,通过仿真分析验证了该试验方法的有效性。

2 试验结果与分析

2.1 试验实施

根据仿真分析的结果开展试验设计和验证试验,采用真实涡轮导叶进行热冲击试验。温度测量采用K型热电偶,在叶片中心截面处6个特征点位置布置温度测点(图1)。根据热场仿真计算结果设计双排石英灯加热器,试验系统如图9所示。

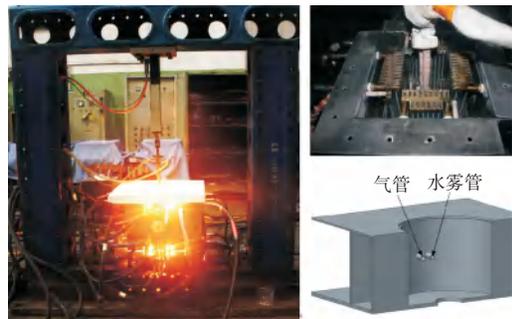


图9 试验系统

将 T_1 、 T_3 、 T_4 、 T_6 分别设置为4区、1区、3区、2区的温度控制点。温度控制曲线如图10所示。从图中可见,其中前90 s(升温段30 s+高温保持段60 s)为石英灯辐射加热时间,后70 s(降温段30 s+低温保持段40 s)为气雾冷却时间。

叶片完成升温段和高温保持段后,石英灯加热器

停止加热,并由伺服作动器将试验叶片从上方的石英灯辐射加热区域快速运动到下方的冷却区域内进行氮气和水雾冷却,实现叶片的快速冷却。伺服作动器位移控制曲线如图11所示。伺服作动器运动轨迹与加热实施协调控制。

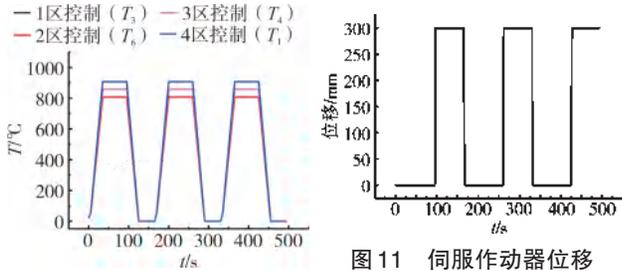


图10 温度控制曲线

图11 伺服作动器位移控制曲线

2.2 试验结果

根据试验方案构建了试验系统,并进行了3次循环的叶片热冲击调试试验,调试结果如图12所示。

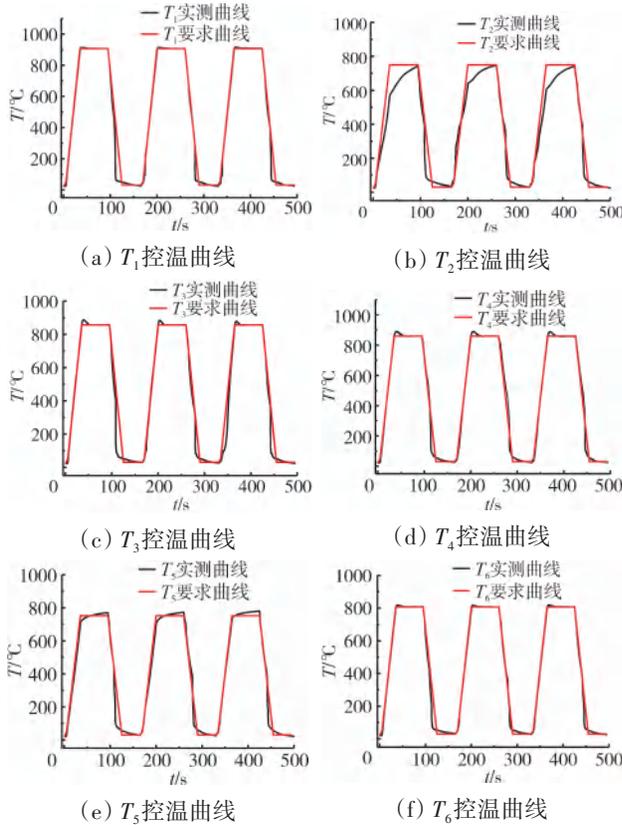


图12 3次循环温度试验结果

涡轮叶片特征点温度实测值与要求值对比见表2。从表中可见,通过与目标温度场进行对比,发现调试结果目前6个温度测点基本满足试验要求,其中 T_1 、 T_3 、 T_4 、 T_5 、 T_6 等5个温度点在升温段、高温保持段、降温段和降温保持段的误差在5%以内。 T_2 点位于叶

表2 涡轮叶片特征点温度实测值与要求值对比

温度值	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6
要求值/°C	907	750	857	859	752	808
实测值/°C	Max min	Max min	Max min	Max min	Max min	Max min
	918 904	741 642	885 854	892 855	771 720	817 807
控制偏差/%	1.21 0.33	1.2 14.4	3.3 0.35	3.8 0.47	2.52 4.23	1.11 0.12

盆中部,加热器的相对盲区位置,温升速率低于目标要求,进入高温保持段后, T_2 温度初始偏差最大为14.4%,随着时间的推移, T_2 温度仍在升高,逐渐逼近要求温度,后续可通过调整石英灯阵与叶片的相对位置,进一步细化加热器的设计来改善该点温升速率的符合性。调试结果验证了基于石英灯辐射加热叶片的热冲击试验技术方案的准确性和有效性。为验证试验系统的可靠性,进行了50次循环的热冲击试验,试验结果如图13所示。

从图中可见,各次的循环数据稳定性较好,验证了试验系统的可靠性和稳定性。

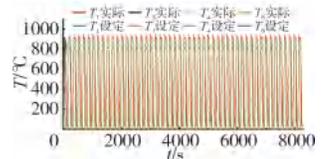


图13 50次循环温度试验结果

3 结论

- (1)基于石英灯辐射加热的热冲击试验方法可精确模拟叶片温度场。
- (2)大部分特征点温度控制偏差均小于5%,温度场满足要求。

该试验方法有效且可靠,可应用于涡轮叶片热冲击试验。

参考文献:

[1] 钟颖虹. 燃气轮机透平叶片热障涂层的研究[D]. 北京: 机械科学研究总院, 2015.
 ZHONG Yinghong. Study on thermal barrier coatings of gas turbine blade[D]. China Academy of Machinery Science and Technology, 2015. (in Chinese)

[2] 关鹏, 艾延廷, 王志, 等. 涡轮导向叶片热冲击数值模拟研究[J]. 推进技术, 2016, 37(10): 1938-1945.
 GUAN Peng, AI Yanting, WANG Zhi, et al. Numerical simulation of nozzle guide vane subjected to thermal shock load[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(10): 1938-1945. (in Chinese)

[3] 安中彦. 航空涡扇发动机结构强度试验技术发展[J]. 航空发动机, 2021, 47(4): 131-140.
 AN Zhongyan. Development of structural strength test technology of turbofan aeroengine[J]. Aeroengine, 2021, 47(4): 131-140. (in Chinese)

- Chinese)
- [4] 彭志勇,吕文林.热冲击条件下高热叶片的热疲劳对比试验方案研究[J].航空动力学报,1997,12(1):33-36.
PENG Zhiyong, LU Wenlin. A comparative test approach for thermal fatigue life of high heat blade under thermal shock[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(1):33-36. (in Chinese)
- [5] 王小蒙,王洪斌,卢玉章,等.某型航空发动机单晶涡轮叶片热冲击疲劳行为研究[J].铸造,2018,67(4):308-311.
WANG Xiaomeng, WANG Hongbin, LU Yuzhang, et al. Study of thermal shock fatigue behavior on the single crystal turbine blades of a certain type aero-engine [J]. Foundry, 2018, 67(4): 308-311. (in Chinese)
- [6] 姜东坡,赵俊明.某重型燃机高温透平热疲劳试验研究[J].机械工程师,2015(12):71-72.
JIANG Dongpo, ZHAO Junming. Experimental study on thermal fatigue of high temperature turbine of a heavy gas turbine[J]. Mechanical Engineer, 2015(12):71-72. (in Chinese)
- [7] 王洪斌.涡轮叶片热/机械复合疲劳试验方法研究[J].航空发动机,2007,33(2):7-11.
WANG Hongbin. Research on thermal/mechanical composite fatigue test method of turbine blade in aviation manufacturing technology[J]. Aeroengine, 2007, 33(2):7-11. (in Chinese)
- [8] 李成刚,柳恩杰,郝兵,等.热机械疲劳试验器的研制[J].航空发动机,2004,30(3):8-10,14.
LI Chenggang, LIU Enjie, HAO Bing, et al. Development of thermo-mechanical fatigue test rig[J]. Aeroengine, 2004, 30(3): 8-10, 14. (in Chinese)
- [9] 梁文,石炜,赵伟.DD6单晶涡轮叶片热机综合疲劳试验研究[J].燃气涡轮试验与研究,2015,28(5):29-32.
LIANG Wen, SHI Wei, ZHAO Wei. Test on thermal-mechanical fatigue of DD6 single crystal turbine blade[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2015, 28(5):29-32. (in Chinese)
- [10] 王荣桥,荆甫雷,胡殿印.单晶涡轮叶片热机械疲劳试验技术[J].航空动力学报,2013,28(2):252-258.
WANG Rongqiao, JING Fulei, HU Dianyin. Experimental setup for testing thermo-mechanical fatigue of single crystal turbine blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(2):252-258. (in Chinese)
- [11] Liu Y C, He Y R, Yuan Z G, et al. Numerical and experimental study on thermal shock damage of CVD ZnS infrared window material[J]. Journal of Alloys and Compounds, 2014, 589:101-108.
- [12] Vincent L, Poncelet M, Roux S, et al. Experimental facility for high cycle thermal fatigue tests using laser shocks[J]. Procedia Engineering, 2013, 66:669-675.
- [13] 吴大方,潘兵,郑力铭,等.高超声速飞行器材料与结构气动热环境模拟方法及试验研究[J].航天器环境工程,2012,29(3):250-258.
WU Dafang, PAN Bing, ZHENG Liming, et al. Aerodynamic heating simulation method and testing technique for materials and structures of hypersonic flight vehicles[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2012, 29(3):250-258. (in Chinese)
- [14] 张钰,张伯良,周锡仪,等.结构热试验技术[M].北京:宇航出版社,1993:47.
ZHANG Yu, ZHANG Boliang, ZHOU Xiyi, et al. Structural thermal test technology[M]. Beijing: Aerospace Publishing House, 1993: 47. (in Chinese)
- [15] 王则力,巨亚堂,张凯,等.涡轮叶片辐射热冲击疲劳试验应力温度场模拟仿真[J].航天器环境工程,2019,36(4):307-312.
WANG Zeli, JU Yatang, ZHANG Kai, et al. Numerical simulation for the stressed temperature field in the ground thermal radiation fatigue test for turbine blade[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2019, 36(4):307-312. (in Chinese)
- [16] 刘佳,田玉坤,宫永辉,等.涡轮叶片辐射热冲击疲劳试验控制技术研究与实现[J].燃气涡轮试验与研究,2020,33(2):20-24.
LIU Jia, TIAN Yukun, GONG Yonghui, et al. Research and implementation of control technology for radiation thermal shock test of turbine blades[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2020, 33(2):20-24. (in Chinese)
- [17] 袁俭,张伟民,刘占仓,等.不同冷却方式下换热系数的测量与计算[J].材料热处理学报,2005,26(4):17-22.
YUAN Jian, ZHANG Weimin, LIU Zhancang, et al. The measurement and calculation of heat transfer coefficient under different cooling conditions[J]. Transactions of Materials and Heat Treatment, 2005, 26(4):17-22. (in Chinese)

(编辑:刘静)

舰用燃气轮机油封装置设计及仿真验证

乔木, 宋志佳, 刘旭峰, 耿金嵩, 黄新禹, 周易
(中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘要: 为了满足不同型号舰用燃气轮机燃油系统及滑油系统的油封需求, 设计了一种通用型舰用燃气轮机油封装置。通过更换不同接口型式的供油软管即可实现对不同型号燃气轮机运转或非运转状态下的内部油封。采用理论计算和数值仿真 2 种方法, 分别评估了电加热器将 160 L 滑油从常温加热至脱水温度的时间, 其中, 数值仿真的边界条件设置与实际工况更接近, 可以代表实际的加热时间。结果表明: 采用理论计算和数值仿真方法得到的加热时间为分别为 1800、1918 s, 二者仅相差 118 s (约 6.56%), 较为吻合, 验证了采用理论计算进行电加热器设计选型的有效性; 设计的油封装置自动化程度高, 可实现循环过滤、加热脱水、冷却保温及油封的一键操作, 缩短油封准备时间, 极大提高油封效率, 同时保证了燃气轮机油封效果, 显著延长贮存时间。

关键词: 油封装置; 数值仿真; 燃油系统; 滑油系统; 舰用燃气轮机

中图分类号: V351.3

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.021

Design and Simulation Verification of Preservation Device for Marine Gas Turbine

QIAO Mu, SONG Zhi-jia, LIU Xu-feng, GENG Jin-song, HUANG Xin-yu, ZHOU Yi
(AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to meet the preservation requirements of the fuel system and lubricating oil system of different types of marine gas turbines, a universal preservation device for marine gas turbines was designed. By replacing oil supply hoses with different types of fitting, internal oil seals can be installed for different types of gas turbines in operating or non-operating conditions. Two methods, theoretical calculation and numerical simulation, were used to evaluate the time taken by the electric heater to heat 160L of lubricating oil from normal temperature to dehydration temperature. Among them, the boundary conditions of numerical simulation are closer to the actual working conditions, which can represent the actual heating time. The results show that the heating time obtained by theoretical calculation and numerical simulation methods are 1800 and 1918 seconds respectively, with a difference of only 118 seconds (about 6.56%) between the two, which is quite consistent, verifying the effectiveness of using theoretical calculation for the design and selection of electric heaters. The designed preservation device is highly automatic, which can achieve one-click operation of circulating filtration, heating and dehydration, cooling and insulation, and preservation, it shortens preservation preparation time, greatly improves preservation efficiency, ensures the effectiveness of gas turbine preservation, and significantly extends storage time.

Key words: preservation device; numerical simulation; fuel system; lubricating oil system; marine gas turbine

0 引言

中国海军的战略目标已由“近海防御, 远海防卫”积极向“大洋存在, 两极拓展”转变, 在武器装备上也由以潜艇为中心向大型水面舰船为核心的转变。作为舰船主动力装置的燃气轮机近年大批量装备部队, 这对舰用燃气轮机油封装置等维护保养设备的数量和质量均提出了很高要求^[1-3]。为了保证舰船动力的持续性, 一般会在舰上预留若干台非装载燃气轮机作

为备份, 但备份的燃气轮机可能很长时间不会使用, 因此, 需要利用油封装置对备份的燃气轮机燃油系统和滑油系统进行运转状态下的内部油封, 以防止燃油系统和滑油系统长时间暴露在海洋环境下发生腐蚀^[4-5], 影响燃气轮机的正常使用。若产生突发情况, 需要使用备份的燃气轮机时, 仍然需要利用油封装置对燃气轮机的燃油系统和滑油系统进行运转状态下的启封, 因此, 油封装置对舰用燃气轮机的正常使用和维护保养至关重要^[6-8]。

收稿日期: 2023-01-12 基金项目: 国家级研究项目资助

作者简介: 乔木(1990), 男, 硕士, 工程师。

引用格式: 乔木, 宋志佳, 刘旭峰, 等. 舰用燃气轮机油封装置设计及仿真验证[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 142-147. QIAO Mu, SONG Zhijia, LIU Xufeng, et al. Design and simulation verification of preservation device for marine gas turbine[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 142-147.

国内外专家学者对燃气轮机油封保障装备进行了大量且深入的研究。Savaransky^[9]提出一种液体表面张力理论,在表面张力作用下,密封件与运动轴的间隙会形成液膜,可阻止滑油经间隙漏出,该理论为燃机油启封设备的密封设计提供依据和参考;Kanters等^[10]根据密封件表面粗糙度和混合润滑状态建立了弹性密封件的流体动力润滑方程,通过逆解法、有限元法、有限差分法和直接迭代法计算了油膜厚度和分布规律;蒋龙等^[11]设计一款采用真空技术去除滑油中水杂质的油封装置;孟凡芹等^[12]基于嵌入式可编程逻辑控制器(Programmable Logic Controller, PLC)实现了小型油封装置的逻辑控制和参数显示功能。目前油封装置所有零部件基本实现国产化,但综合性能仍与燃气轮机的油封需求严重不匹配^[13],主要体现在以下几方面:(1)操作复杂,设备自动化程度低,过程参数无法集成显示和统一控制,整个油封过程控制变量多,工作人员容易误操作^[14-15];(2)效率低下,设备各元器件设计过程过于简化导致选型不合理,油封准备等待时间过长,单台份燃气轮机的平均油封时间约为8 h;(3)油封效果差,设备只经过单次过滤即将滑油注入燃机,滑油中的杂质无法被有效滤除,清洁度等级只能达到指标下限GJB420A-8级,滑油脱水过程中,电加热器近点滑油温度超过500℃,远点滑油温度仅为20℃左右,温度分布极不均匀,电加热器周围滑油温度过高,易引起滑油结胶变质,滑油品质下降;(4)安全风险高,设备无温度、压力及液位超限报警功能,易损坏。

针对现有设备存在的问题,设计了一款自动化程度高、准备时间短、油封效果好且安全性高的舰用燃气轮机油封装置。

1 舰用燃气轮机油封装置设计

1.1 需求分析

油封装置的需求来源主要是内场科研阶段和外场批产使用阶段的燃气轮机。单台油封装置往往需要服务于多台、多型号的燃气轮机。目前,燃气轮机已经大批量装备部队,油封装置使用频率极高,这对装置可靠性、安全性、通用型和先进性等提出很高要求。同时,油封装置使用环境为不受控制的I类海洋环境,需要装置具备很强的环境适应性。根据需求属性对油封装置应具备的技术能力进行识别、分析和定

义,并进行归纳、分类、整合,最终梳理出功能需求、性能需求、接口需求、约束条件以及非功能需求5大类,共40条技术要求,油封装置主要技术指标见表1。

表1 油封装置主要技术指标

序号	技术要求	指标说明
1	油封压力/MPa	0.18 ~ 0.30
2	过滤精度	≥8级
3	油封流量/(L/min)	≥25
4	油箱容积/L	有效容积160
5	脱水温度/K	378 ~ 383

1.2 总体方案论证

油封装置主要由车体组合件、油箱、供油软管及卷盘器组件、液压系统和电控系统组成。油封装置整体设置在4轮车体上,移动灵活,使油封不受场地限制,有效拓宽适用范围。油箱容积满足燃、滑油系统油封油量要求。油箱下部预留电加热器安装座,侧面设置清洁手孔,底部设计排油管,正面预留液位计和温度传感器安装座;供油软管及卷盘器组件置于油箱顶面,供油软管包括主供油管和适配燃、滑油接口的供油管。液压系统由循环支路和供油支路组成,循环支路用于滑油的循环过滤、加温脱水及冷却降温过程,供油支路设置溢流阀,具备压力保护功能,同时设置针阀方便取样化验。电控系统中大部分元器件通过电控箱实现与海洋环境的间接隔离,直接裸露在外的电缆、触摸屏、控制按钮等均满足三防要求,油封装置总体布局如图1所示。



1—供油软管及卷盘器组件;
2—液压系统;3—油箱;
4—车体组合件;5—电控系统

图1 油封装置总体布局

1.3 工作原理

油封装置是在燃气轮机冷运转状态下,向其燃油、滑油系统提供一定压力、温度和清洁度润滑油的维护保养设备。油封装置工作原理如图2所示,整个工作过程可分为循环过滤、加温脱水、降温保温和油封4个步骤,具体流程为:

(1)循环过滤:开启循环管路电磁阀11,开启齿轮泵电机组件6,油箱3内滑油开始循环过滤,直至滑油完成化验,清洁度满足要求,过滤完成。

(2)加温脱水:启动电加热器15,滑油循环加温,

温度传感器 16 监测油箱 3 内滑油温度,控制逻辑通过 PLC 自动控制电加热器 15 的启停,使滑油温度保持在 378~383 K(利用滑油与水的沸点不同),直至完成脱水工作。

(3)冷却保温:冷却过程时需关闭电加热器 15,启动空气冷却器 14,当滑油循环降温至 333 K 时,关闭空气冷却器 14 和齿轮泵电机组件 6。在保温过程中,PLC 利用温度传感器 16 采集油箱 3 内滑油温度,自动控制电加热器 15 的启停,维持油温在 323~333K。

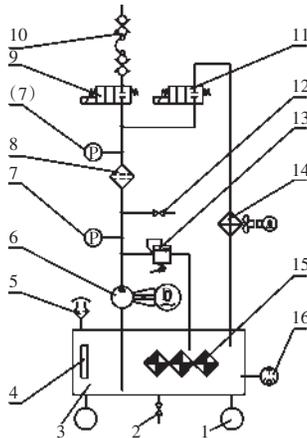
(4)油封:采用供油软管组件 10 连接油封装置与燃机各个接口,打开供油管路电磁阀 9,关闭循环管路电磁阀 11,燃机开始内部油封。在油封过程中,为了避免在少量滑油状态下电加热器 15 发生干烧现象,损坏电加热器 15,整个油封过程电加热器 15 不启动,直至完成燃机油封。

2 液压系统设计

液压系统主要包括电加热器、齿轮泵电机组件、溢流阀、滤前压力传感器、针阀、纤维式过滤器、滤后压力传感器、回油管路电磁阀、供油管路电磁阀、空气冷却器、温度传感器、空气滤清器、液位计和不锈钢管等。下面主要介绍电加热器和齿轮泵电机组件的设计选型过程。

2.1 电加热器设计

在滑油脱水及冷却保温过程中,均需电加热器加热工作。在冷却保温过程中,电加热器需要将滑油从 323 K 加热至 333 K,加热温差为 10 K。而在滑油脱水过程中,电加热器需要将滑油从 293 K(假设脱水环境温度为 293 K)加热至 383 K,加热温差达到 90 K,因此,电加热器的功率选择以滑油脱水过程为主。由于油箱在加热过程中与空气存在复杂的自然对流换热过程,为了简化计算,假设油箱外表面绝热,脱水加



1—车体;2—排污手阀;3—油箱;
4—磁翻板液位计;5—空气滤清器;
6—齿轮泵电机组件;7—压力传感器;
8—纤维式过滤器;9—供油管路电磁阀;
10—供油软管组件;11—循环管路电磁阀;
12—针阀;13—溢流阀;14—空气冷却器;
15—电加热器;16—温度传感器

图2 油封装置工作原理

热时间为 30 min。

$$P = \frac{W}{T} \quad (1)$$

式中: P 为电加热器总功率; W 为油箱内滑油从 293 K 加热至 383 K 过程中需要的能量; T 为滑油加热时间。

$$W = V \cdot \rho \cdot \Delta t \cdot C \quad (2)$$

式中: V 为油箱有效容积 160 L; ρ 为滑油密度 0.885 kg/L; Δt 为加热温差 90 K; C 为滑油比热 1.88 kJ/kg·K。

经过理论计算,得到电加热器总功率 $P=15.97$ kW。综合考虑油箱的尺寸限制,电加热器单位长度加热功率、电阻丝生产工艺等因素,确定电加热器的总功率为 $P=16.5$ kW;为了使滑油在加热过程中受热均匀,在油箱底部均匀布置 3 个电加热器,每个电加热器功率 $P=5.5$ kW,电加热器电阻丝采用螺旋结构形式。

2.2 齿轮泵电机组件设计

油封滑油出口压力为 0.18~0.3 MPa,滑油从齿轮泵出口至供油管出口的全压损失,主要集中在长 15 m 供油软管的沿程压力损失和玻纤式过滤器的局部压力损失。假设油封车油封时,供油软管为直管道,可以得到

$$\Delta P_A = \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (3)$$

式中: ΔP_A 为滑油从齿轮泵出口至供油管出口的全压损失; ΔP_1 为供油软管的沿程压力损失,Pa; ΔP_2 为玻纤式过滤器的局部压力损失,Pa。

$$\Delta P_1 = \lambda \cdot \frac{L}{D_r} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (4)$$

式中: λ 为供油软管阻力系数; L 为供油软管长度,15m; D_r 为供油软管水利直径,0.025m; ω 为滑油在供油管中的流速,m/s。

$$Re = \frac{\omega \cdot D_r}{\nu} \quad (5)$$

式中: Re 为滑油在供油管运动雷诺数; ν 为滑油运动粘度,在 20 °C 时的运动粘度不小于 30 mm²/s。

将上述参数带入式(3)~(5)中,得到 $Re=708$,经查《实用流体阻力手册》^[10]得到供油软管阻力系数为 0.092,供油软管沿程压力损失为 0.0172 MPa;通过查产品样本可知,玻纤式过滤器的局部压力损失为 0.07 MPa,同时兼顾电磁阀、弯头等元件的局部压力损失并预留一定压力裕度,确定齿轮泵出口表压为 0.5 MPa。

根据能量守恒,齿轮泵的计算功率为

$$N = \Delta P \cdot Q \quad (6)$$

式中: N 为单位时间齿轮泵做功, W ; ΔP 为齿轮泵进出口压差, Pa ; Q 为齿轮泵流量, m^3/s 。

根据已知工况, $\Delta P=0.5 MPa$, $Q=25 L/min$, 经过计算单位时间内齿轮泵做功 $N=208.33 W$ 。综合考虑齿轮泵的效率和机械损失等因素, 最后选择齿轮泵型号为 L345CPMN-1.5, 齿轮泵理论排量为 $32 mL/r$, 电机额定功率为 $1.5 kW$, 6级电机, 电机转速为 $940 r/min$ 。

3 电控系统设计

电控系统主要包括电控箱、触摸屏、控制按钮、声音报警装置、PLC、变压器、直流电源、断路器、接触器及各控制元件等。

3.1 网络拓扑机构

电控系统按层次分为控制级、过程级和设备级, 电控系统网络拓扑结构如图 3 所示。

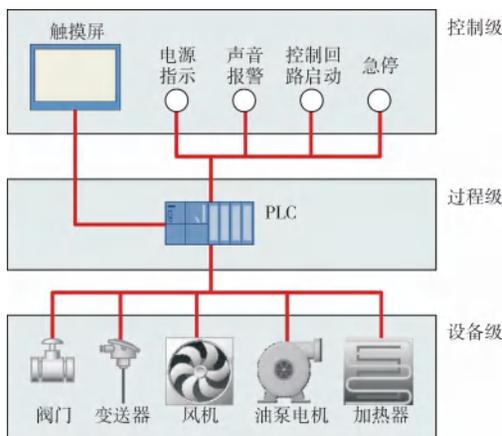


图 3 电控系统网络拓扑结构

控制级为电控箱门处安装的触摸屏以及按钮、声音报警器, 能够实现电控系统各项功能的操作以及参数监视。触摸屏通过 485 通讯接口、按钮和声音报警器通过硬线与过程级的 PLC 连接。过程级的 PLC 能够采集设备级的各项参数进行监视、控制设备级的各元器件运行、实现系统的各种控制逻辑。设备级包含实现电控系统功能的各类电气元件。

3.2 触摸屏程序设计

油封装置所有控制参数及控制元件工作状态均在触摸屏上集成显示和控制。根据不同的使用场景设计为自动模式和手动模式。正常油封时采用自动模式, 维修保养时采用手动模式。

4 数值仿真

为了计算方便, 在电加热器设计选型时, 将油箱

外表面假设为绝热壁面, 忽略油箱及滑油与空气的对流换热作用, 如此可能引起电加热器的设计功率偏小、加热脱水过程缓慢, 且油封效率降低。为了验证电加热器设计功率是否合理, 采用 Fluent 商业软件对油封装置加热脱水过程进行仿真计算。

4.1 计算模型及边界条件

油箱下部均匀布置 3 个电加热器。电加热器材质为铜, 绿色部分为滑油, 滑油材质为 HP-8A 润滑油, 体积为 $160 L$ 。油箱材质为 316L 不锈钢, 壁厚为 $3 mm$, 顶部开设空气冷却器安装孔。边界条件为将 3 个电加热器作为加热源, 单个电加热器的体积功率为 $24681385 W/m^3$, 油箱及滑油与外界空气的对流换热系数为 $5 W/(m^2 \cdot K)$, 各材料初始计算温度均为 $293 K$, 油箱模型如图 4 所示, 材料物理参数见表 2。

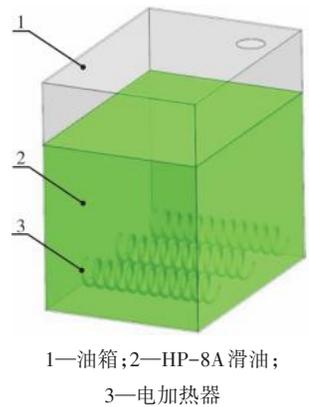


图 4 油箱模型

表 2 材料物理参数

材料名称	密度/(kg/m^3)	比热容/($kJ/kg \cdot K$)	导热系数/($W/m \cdot K$)
HP-8A 滑油	885	1.880	0.132
316L	7980	0.502	15.100
Cu	8960	0.390	401.000

4.2 仿真分析

计算过程采用瞬态计算, 滑油平均温度随时间步变化曲线如图 5 所示, 总的时间步为 $2500 s$, 滑油平均温度从加热开始逐渐升高, 初始温度为 $293.15 K$, 当加热时间为 $1918 s$ 时, 滑油平均温度达到脱水温度 $383.1687 K$ (图 5 中的红色五角星)。相对于简化理论计算的加热时间 $1800 s$, 仿真计算的加热时间延长了约 $6.56%$, 2 种计算方法得到的加热时间仅相差 $118 s$, 计算结果较为接近, 证明滑油及油箱与空气的对流换热热量较小, 该部分能量散失可以忽略。因此, 采用理论计算方法进行电加热器设计选型是合理可行的。

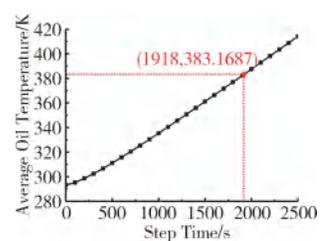


图 5 滑油平均温度随时间步变化曲线

截取平行于电加热器中心线的滑油中心, 平面油温瞬时变化如图 6 所示。从图中可见, 示电加热器周

围的油温随加热时间增长较快,而远离电加热器的滑油温度增长缓慢。这是由于滑油传热系数低所导致,该现象将引起靠近电加热器的滑油局部温度过高。当油箱内的滑油平均温度达到脱水温度时,电加热器周边滑油最高温度已经达到3183 K,该温度已经远远超过滑油的结胶温度,这将导致大量滑油超温变质,影响油封效果。因此,为了避免该现象的发生,在加热脱水过程中务必开启循环回路,如此可实现油箱内的滑油在升温过程的充分掺混,进一步降低滑油温度分布不均匀性,保证滑油循环均匀升温。

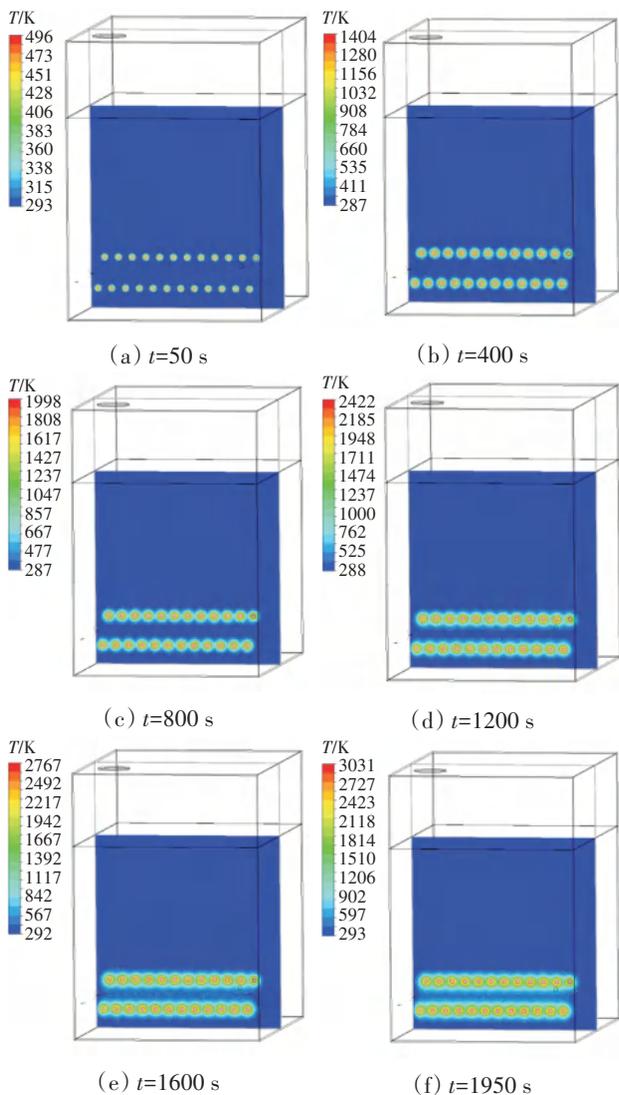


图6 滑油中心平面瞬时温度变化

5 结论

(1)所设计的通用型舰用燃机油封装置自动化程度高、油封效果好且安全先进,方案可行,设计合理,可以满足舰用燃气轮机的油封需求。

(2)采用简化的理论计算和商业软件模拟仿真两种方法,对滑油脱水过程中的加热时间进行评估,计算结果显示数值模拟仿真相较于理论计算方法得到的加热时间仅延长118 s(约6.56%),达到了1918 s,表明可以采用简化的理论计算方法对油封装置进行电加热器的设计选型。

(3)在数值仿真过程中,发现油箱内滑油在加热脱水时温度分布极不均匀,电加热器周边滑油温度增长较快且远远超过结胶温度。因此,在加热脱水过程中必须开启循环回路,保证滑油的充分掺混,实现滑油均匀升温,改善滑油因局部温度过高产生的结胶变质现象,提高滑油油封效果。

参考文献:

- [1] 闫大海,张晗. 船用燃气轮机发展研究趋势分析[J]. 舰船科学技术, 2021, 10(43): 84-88.
YAN Dahai, ZHANG Han. Development trend analysis of marine turbine[J]. Ship Science and Technology, 2021, 10(43): 84-88. (in Chinese)
- [2] 任兰学,祁龙,洪青松,等. 舰船燃气轮机发展现状、方向及关键技术[J]. 推进技术, 2020, 41(11): 2401-2407.
REN Lanxue, QI Long, HONG Qingsong, et al. Development status, direction and key technologies of marine gas turbine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(11): 2401-2407. (in Chinese)
- [3] 李孝堂. 燃气轮机的发展及中国的困局[J]. 航空发动机, 2011, 37(3): 1-7.
LI Xiaotang. The development of gas turbine and difficulties of china[J]. Aeroengine, 2011, 37(3): 1-7. (in Chinese)
- [4] Denny D F. Some measurements of fluid pressures between plane parallel thrust surfaces with special reference to radial-face seals[J]. Wear, 1961, 4(1): 64-83.
- [5] Lekatou A, Zois D, Grimanelis D. Corrosion properties of HVOF cermet coatings with bond coats in an aqueous chloride environment[J]. Thin Solid Films, 2008, 516(16): 5700-5705.
- [6] 刘小辉,逢勇,曹海洲,等. 新型涡扇发动机油封装置方案设计[J]. 航空维修与工程, 2016(10): 71-72.
LIU Xiaohui, PANG Yong, CAO Haizhou, et al. Scheme design of new turbofan engine oil seal device[J]. Aviation Maintenance and Engineering, 2016(10): 71-72. (in Chinese)
- [7] 丁春锦. 新型发动机油封设备的研制[J]. 液压与气动, 2003(1): 33-34.
DING Chunjin. Development of a new type of engine oil seal equipment [J]. Hydraulic and Pneumatic, 2003(1): 33-34. (in Chinese)
- [8] 柳艳琴. 飞机液压油加油车设计[J]. 液压气动与密封, 2019(10): 10-12.
LIU Yanqin. Design of aircraft hydraulic oil tanker[J]. Hydropneumatic

- and Sealing, 2019(10):10-12.(in Chinese)
- [9] Savaransky S D. Engineering of creativity[M]. New York: CRC Press, 2000:79-82.
- [10] Kanters R C, Verest J F M, Visscher M. On reciprocating elastomeric seals calculation of film thicknesses using the inverse hydrodynamic lubrication theory[J]. Tribol Trans, 1990, 133(1):301-306.
- [11] 蒋龙, 李霞. 某型发动机油封装置的设计[J]. 液压气动与密封, 2020(4):26-29.
JIANG Long, LI Xia. Design of oil seal device for an engine[J]. Hydropneumatic and Sealing, 2020(4):26-29.(in Chinese)
- [12] 孟凡芹, 朱焕勤, 张永国, 等. 基于PLC的发动机油封装置控制系统[J]. 控制系统, 2008(10):47-48.
MENG Fanqin, ZHU Huanqin, ZHANG Yongguo, et al. Control system of engine oil seal device based on PLC[J]. Control System, 2008(10):47-48.(in Chinese)
- [13] 温海涛, 谢平. 通用型发动机油封装置的研制[J]. 液压与气动, 2006(4):23-25.
WEN Haitao, XIE Ping. Development of universal oil seal and unseal device for engine[J]. Hydraulic and Pneumatic, 2006(4):23-25.(in Chinese)
- [14] 陈浩, 于焕义, 朱亚, 等. 某型发动机油封装置的国产化设计[J]. 机械设计与制造, 2005(1):76-77.
CHEN Hao, YU Huanyi, ZHU Ya, et al. Domestic design of oil seal device for a certain type of engine[J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2005(1):76-77.(in Chinese)
- [15] 石宏月, 蔡忠春. 通用型航空发动机油封装置设计研究[J]. 科技信息, 2013(23):71-72.
SHI Hongyue, CAI Zhongchun. Design and research of oil seal device for general aeroengine[J]. Scientific and Technological Information, 2013(23):71-72.(in Chinese)
- [16] 华绍曾, 杨学宁. 实用流体阻力手册[M]. 北京:国防工业出版社, 1985:102-105.
HUA Shaozeng, YANG Xuening. Handbook of practical fluid resistance[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1985:102-105.(in Chinese)

(编辑: 兰海青)

航空发动机地面进气加温试验

刘作宏,何志强,柳国印,刘佳鑫,康 忱,程 鲁
(中国航发沈阳发动机研究所,沈阳 110015)

摘要:为了模拟发动机进气加温试验,开展了发动机地面试车台进气加温试验研究,设计了一套合理的进气加温设备,并提出了进气加温试验测试方案和试验方法。结果表明:在 108.88 °C 进气温度下,高温区角度为 180°,高温区主要分布在 0°和 180°位置,低温区分布在 90°和 270°位置,隔开了连续高温区,高温区平均温度和面平均温度差值较小,温度周向不均匀度为 0.43%,温度分布均匀,不存在强烈温度畸变情况;在进气温度从 94.82 °C 上升至 108.88 °C 时用时 80 s,高温区升温率为 0.18 °C/s,时间域内的温度畸变较小,裕度损失小,温场无旋转,高温区分布和周向温度不均匀度均不随时间变化产生明显改变;在进气温度从 65.34 °C 升至 108.88 °C 时,周向分布保持均匀,建立了面平均温度、高温区面平均温度的线性关系。获得了台架温场均值与发动机控制系统采集进气温度的关系。

关键词:进气加温;地面试验;温场;温度畸变;航空发动机

中图分类号:V211.73

文献标识码:A

doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.022

Aeroengine Ground-level Test with Inlet Air Heating

LIU Zuo-hong, HE Zhi-qiang, LIU Guo-yin, LIU Jia-xin, KANG Chen, CHENG Lu
(AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to conduct engine inlet heating simulation tests, an inlet heating test was carried out on a ground-level test bed, a set of suitable inlet heating equipment was designed, and the inlet heating testing scheme and test method were proposed. The results show that at the inlet temperature of 108.88 °C, the circumferential extent of the high-temperature region was 180°, the high-temperature regions were mainly distributed at 0° and 180°, the low-temperature regions were distributed at 90° and 270°, separating the high-temperature regions. The difference between the average temperature in the high-temperature regions and the area-weighted face-average temperature was small, and the circumferential temperature distortion intensity was 0.43%, indicating a uniform temperature distribution and no strong temperature distortion; it took 80 seconds for the inlet temperature rose from 94.82 °C to 108.88 °C, and the temperature rise rate of high-temperature region was 0.18 °C/s, the time-variant temperature distortion was small, the stability margin loss was small, the temperature field was irrotational, and the distribution of high-temperature regions and the circumferential temperature distortion intensity did not show significant changes obviously with time. When the inlet temperature rose from 65.34 °C to 108.88 °C, the circumferential distribution remained uniform, and the linear relationship between the area-weighted face-average temperature and the area-weighted average temperature of the high-temperature regions was established. The relationship between the area-weighted face-average temperature and the inlet air temperature acquired by the engine control system was obtained.

Key words: inlet air heating; ground-level test; temperature field; temperature distortion; aeroengine

0 引言

航空发动机是飞机的心脏^[1-2],在飞机起飞、高速飞行、武器发射产生射流和发动机反推装置导致尾气吸入的过程中,发动机入口温度较高,且温度不稳定,对发动机稳定工作造成恶劣影响。为此,建立航空发

动机进气加温模拟试验方法及进气温度畸变模拟方法,用以模拟航空发动机入口温度实际条件至关重要。

目前,中国对进气加温模拟试验研究较少,温度畸变试验在中国尚处于起步阶段^[3-4],国外有一定试验研究^[5],国内外主要研究热点集中在进气压力畸

收稿日期:2023-02-15 基金项目:航空动力基础研究项目资助

作者简介:刘作宏(1991),男,硕士,工程师。

引用格式:刘作宏,何志强,柳国印,等.航空发动机地面进气加温试验[J].航空发动机,2024,50(3):148-153.LIU Zuohong,HE Zhiqiang,LIU Guoyin,et al. Aeroengine ground-level test with inlet air heating[J].Aeroengine,2024,50(3):148-153.

变^[6-7]。进气温度模拟和进气温度畸变模拟的缺失,严重制约了航空发动机研制^[8-9]。国军标《航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范规定》(GJB241A-2010)对发动机在温度畸变和压力畸变条件下稳定工作有具体要求^[10]。国军标《航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机进口温度畸变评定指南》(GJB/Z 211-2002),对温度畸变的要求做了详细规定^[11]。侯敏杰等^[12-13]设计了一种温度畸变发生器并开展了试验,并设计了一套高频响应温度测试技术和数据处理方法结果表明温度畸变发生器满足发动机进口温度畸变需求;王春利等^[14]基于多级轴流压气机的级特性,建立了用于分析轴流压缩系统对压力和温度畸变动态响应的数学模型,发现随进口总温变化率增加,压气机不稳定时压比损失增大且出现不稳定的时刻提前;美国海军研究生院^[15]为了模拟测试舰载机弹射起飞时,弹射器泄露的蒸汽被舰载机吸入之后对压气机及发动机的影响设计蒸汽温度畸变模拟装置;曹海峰等^[16]对试车台进气加温装置进行了数值分析,获取了台架冷热态工况总压损失;雷双江^[17]等针对某核心机试车需求,开发了基于组态软件的进气加温系统;叶巍等^[18]就进气温度畸变对发动机稳定性和性能的影响开展了数值研究,对于发动机进口空间温度畸变,发动机稳定裕度损失更多的取决于畸变强度而非周向范围;张百灵^[19]等建立了压缩系统几何模型,通过求解非稳态3维欧拉控制方程,获得了一种计算进气总温畸变的方法。上述研究中进气加温试验研究不充分,阻碍了型号设计定型工作,因此开展进气加温试验研究具有重要意义。

本文采取试验手段,以发动机为研究对象,对进气加温装置、试验方法开展了研究。

1 进气加温设备

飞机在高速飞行过程中,发动机进口由于高速气流的压缩进气,使入口总温急剧升高,地面常规试验无法模拟进口高温进气条件,开展进气加温试验研究,可模拟发动机实际进口工作条件,在地面试车台对发动机高温进气条件进行考核,推进研制进度,节省试验资源。因此,探究地面试车台加温试验的畸变,对进气加温试验有重要意义。目前,中国无详述发动机地面整机加温试验的试验方案、试验操作流程、数据处理等内容,通过研究地面加温试验,可为地

面整机加温试验提供指导。

进气加温的目的主要有2方面:一方面,模拟飞机高速飞行时发动机进口温度,此时发动机进口温度均匀,因此,发动机进气加温温度场应保持较高均匀性,本文主要对该方向内容进行了试验研究。另一方面,模拟真实条件下发动机进气温度畸变,此时发动机主要装配对应型号飞机的飞机进气道,对应情况主要模拟飞机飞行过程中武器发射的武器尾流吞咽、多机飞行过程中的尾流吸入、飞机从航母或地面起飞尾流冲击偏流板后产生的燃气倒灌、短距垂直起降飞机起降过程中尾流吸入。

进气加温设备主要包含2种:以航空发动机环管燃烧室为热源的燃气加温方式;以点加温炉为热源的电加温方式。2种加温方式各有优缺点,且适用不同场景。燃气加温对模拟武器发射、发动机燃气倒灌等模拟具有优势,贴合实际情况,但燃气加温装置存在温度调节缓慢、准确性低等缺点,正在逐步淘汰。电加温装置加温迅速,温度控制精度高,在越来越多的应用于发动机试验工作。

电加温装置通过阀门调节开度大小,调节热空气进入掺混器的流量,冷、热空气混合后达到试验所需要的温度。设备由供气管路、排气管道、稳压箱、稳压箱支架、进气道及其支架和测控系统等组成。

进气加温装置主要技术指标见表1。

表1 进气加温装置主要技术指标

技术要求	指标
进气温度/℃	常温~179
面平均温差/℃	≤30
压力场不均匀度/%	≤±1
进口总温精度/℃	±3
温度场不均匀度/%	≤±1
进出口压力损失/kPa	≤3

进气加温装置工作流程是:气源来气为高温压缩空气,空气流量最大为50 kg/s,最高温度为450℃,通过供气管道一路进入掺混器,一路通过排气管道进行排空。在试验过程中,采取发动机主动吸气的方式,调节供气管道上的调节阀开度,保证热空气的供应量,冷空气通过掺混器轴向直接进入掺混器与热空气进行掺混,经稳压箱和进气道进入发动机。在试验前,气源来气保持恒定的流量和温度。在试验中,升温时通过增大供气调节阀的开度,减小排气调节阀的开度,较快地得到发动机所需温度和流量;降温时减

小供气调节阀的开度,增大排气调节阀的开度,进行排空,保证气源供气管道内压力稳定,进气加温原理如图1所示。

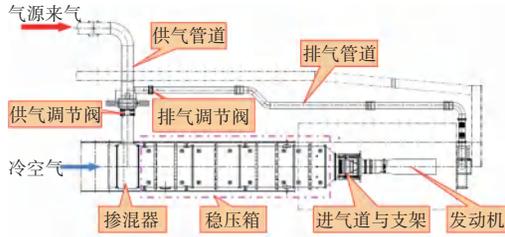


图1 进气加温原理

掺混器结构如图2所示,采用环形喷嘴周向均匀喷射热空气与来流冷空气进行掺混的形式,热空气先进入外部环腔,然后通过直管进入环形管。环形管分为5层,可以保证整个径向范围均有热空气掺混,热空气经环形管上的喷嘴流入掺混器内。冷空气沿掺混器轴向方向进入,与由喷嘴喷射出的热空气充分掺混。



图2 掺混器结构

掺混器结构后部件是稳压箱,稳压箱的主要目的是对试验来流进行气流整流,达到气流温度、速度分布均匀的目的,保证试验压力稳定。

2 测试方案和试验方法

2.1 测试方案

发动机进气道测试方案见表2。 P_1 为AIP截面稳态总压, P_{s1} 为AIP截面壁面静压, T_1 为发动机进气温度平均值, T_j 测量截面(逆航向)如图3所示。

表2 发动机测试方案

参数	支和点	测量范围
P_1 /kPa	6×5	90~110
P_{s1} /kPa	6×1	70~110
T_j /°C	8×8	0~400

T_j 测量截面如0,逆航向编号1~8支,正上方90°为1号耙,每支耙上有8个测点。

2.2 进气加温试验方法

发动机典型工作包线如图4所示。根据发动机飞行包线内可以工作的马赫数和高度范围,计算飞行包线内发动机典型工作点的进口温度范围。依据飞行剖面计算发动机进口温度目标值,计算依据是发动

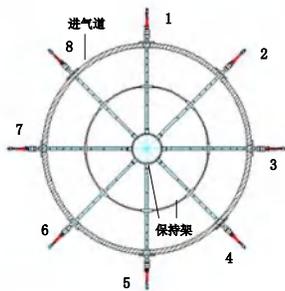


图3 T_j 测量截面(逆航向)

机所处高度的静温与发动机运动产生的总温之和。

在确定的飞行剖面内的进口温度下开展相应发动机状态的进气加温试验,考核发动机在进气加温条件下的气动稳定性^[20]。加热器可以模拟任意可能飞行条件下发动机进口各种进气温度条件。

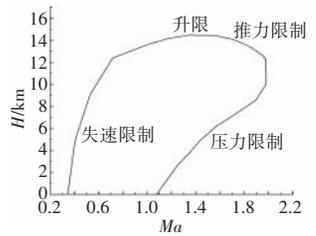


图4 发动机典型工作包线

2.3 数据处理方法

温度畸变强度是温度畸变幅值的数值表征,用面平均温升来表示

$$\delta T_{2FAV} = \frac{\Delta T_{2FAV}}{T_0} \quad (1)$$

式中: $\Delta T_{2FAV} = T_{2FAV} - T_0$,为面平均温升,K; $T_{2FAV} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} T_r(\theta) d\theta$ 为面平均温度,K; T_0 为自由流总温,K。

如温度场有2个以上“高温区”,周向范围应等于实际温度场所有局部高温区范围之和

$$\theta^* = \sum \theta_i^+ \quad (2)$$

式中: θ^* 为等效温度场周向范围,(°); θ_i^+ 为第*i*个高温区周向范围,(°)。

高温区内气流温度的平均值为

$$T_{HAV} = \frac{1}{\theta^*} \int_{\theta^*} T_r(\theta) d\theta \quad (3)$$

式中: T_{HAV} 为高温区内气流温度的平均值,单位为°C; $T_r(\theta)$ 为当地不同半径处的气流温度平均值,°C; θ^* 为“高温区”周向范围; θ 为周向角度,(°)。

温度畸变持续时间 τ_B 指温度畸变作用在发动机进口所持续的时间,约为温度畸变开始达到最大值时的2倍时间。温度畸变周向不均匀度定义为高温区平均温度与面平均温度的相对增量

$$\Delta \bar{T}_2 = \frac{T_{HAV} - T_{2FAV}}{T_{2FAV}} \quad (4)$$

式中: $\Delta \bar{T}_2$ 为温度场不均匀度,°C。

温升率为

$$\dot{T} = \frac{(\Delta T_{i_{max}})}{\Delta \tau_m} \quad (5)$$

式中: \dot{T} 为温升率,°C/s; $(\Delta T_{i_{max}})_{max}$ 为“高温区”的最大温升测量值,°C; $\Delta \tau_m$ 为从温度跃升到高温区中的温升达到最高值的时间,s。

相对温升率为

$$\delta \dot{T} = \frac{1}{T_0} \frac{\partial T}{\partial t} \approx \frac{\delta T_{\theta^* \max}}{\Delta \tau_m} \quad (6)$$

式中: $\delta T_{\theta^* \max}$ 为“高温区”内最大相对温升; t 为温度变化的时间, s。

温度畸变对发动机稳定性影响的主要参数是面平均相对温升, 如图 5 所示。其中, T_{HAV} 为低温区的面平均温度。

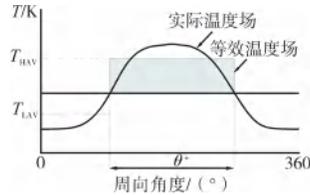


图 5 温度畸变场

3 进气加温条件下发动机进口温场

3.1 温场分布

依照既定程序对发动机进行加温工作, 在 108.88 °C 进气温度下, 进口测量截面温场分布如图 6 所示, 此时发动机进口流量为 66.33 kg/s。

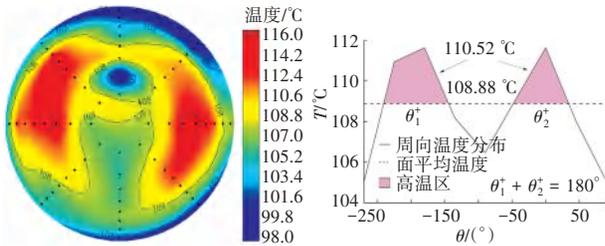


图 6 108.88 °C 下进口温场分布

$T_{2\text{FAV}}=108.88\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\theta^*=180^{\circ}$, 高温区主要分布在 0° 和 180° 位置, 0° 位置存在低温区, 隔开了连续高温区, $T_{\text{HAV}}=110.52\text{ }^{\circ}\text{C}$, 高温区平均温度和面平均温度差值为 $1.64\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。 $\Delta \bar{T}_2=0.43\%$, 温度分布均匀, 不存在强烈温度畸变。进口温场高温区位于 $\theta_1^* \sim \theta_2^*$ 之间, 高温部分占周向 180° 的范围。

3.2 温场动态变化

在加温过程中, 温场随时间动态变化如图 7 所示, 横坐标为时间, 纵坐标为温度测量靶周向角度。温度从 $94.82\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升至 $108.88\text{ }^{\circ}\text{C}$ 用时 80 s, 高温区温

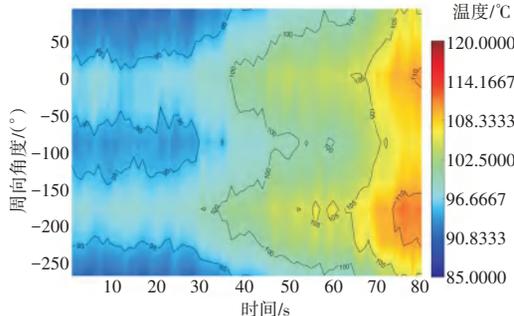


图 7 温场随时间动态变化

度从 $96.16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 从跃升至 $110.52\text{ }^{\circ}\text{C}$, 温升率为 $0.18\text{ }^{\circ}\text{C/s}$, 时间域内的温度畸变较小, 发动机状态变化速率小, 进口流量从 72.12 kg/s 下降至 66.33 kg/s , 裕度损失较小。在整体加温过程中, 温度分布趋势一致, 温场无旋转。高温区主要分布在 $-50 \sim 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $-250 \sim -150\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。随时间变化, 周向温度不均匀度无明显改变, 进气加温温度沿周向分布均匀。

随温度上升, 面平均温升 $\delta T_{2\text{FAV}}$ 即温度畸变强度随之提高, 温度畸变如图 8 所示。温度从 $65.338\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高至 $108.88\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\delta T_{2\text{FAV}}$ 从 1.75 上升至 3.58。二者为良好线性关系, 二者关系式为 $\delta T_{2\text{FAV}} = 0.0421 \times T_{2\text{FAV}} - 1$, 该关系主要受自由流温度 T_0 和面平均温度 $T_{2\text{FAV}}$ 的影响。

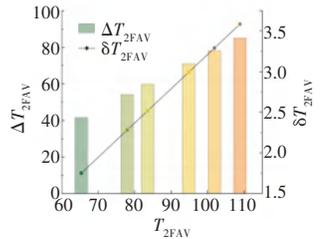


图 8 温度畸变

随加温进行, $T_{2\text{FAV}}$ 不断提高, 其温场高温区分布也不断变化, 但总的分布趋势保持一致, 高温区与前文保持一致。 $T_{2\text{FAV}}=65.338、77.961、83.574、94.828、101.900、108.880\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温度周向分布如图 9 所示。

不同进口温度下温度分布如图 10 所示。随温度

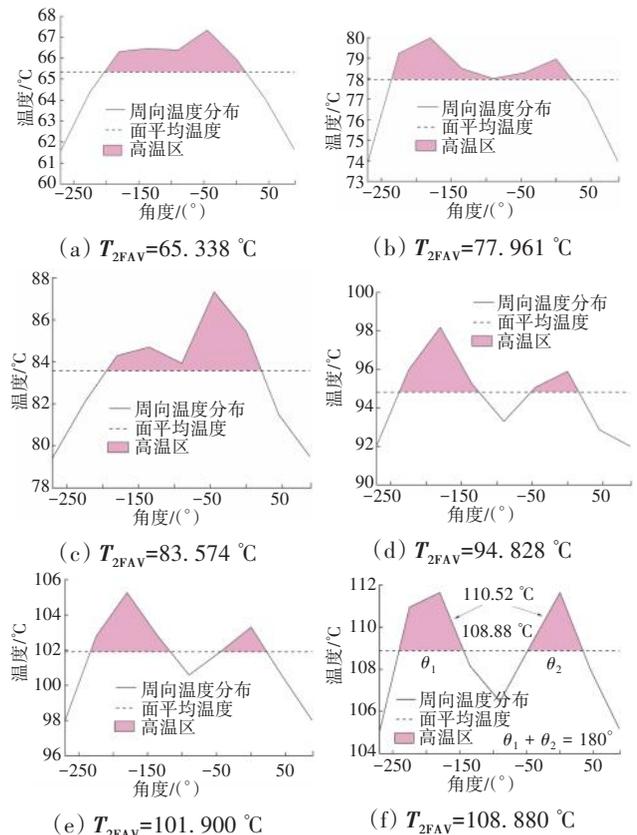


图 9 不同进口温度下温度周向分布

变化,温场分布无明显改变在90°方向测点存在低温区,但低温区与周边比较温度差小,在0°和180°方向存在高温区,高温区域周边温度相比温差较小,面整体温度分布均匀,不存在剧烈畸变。

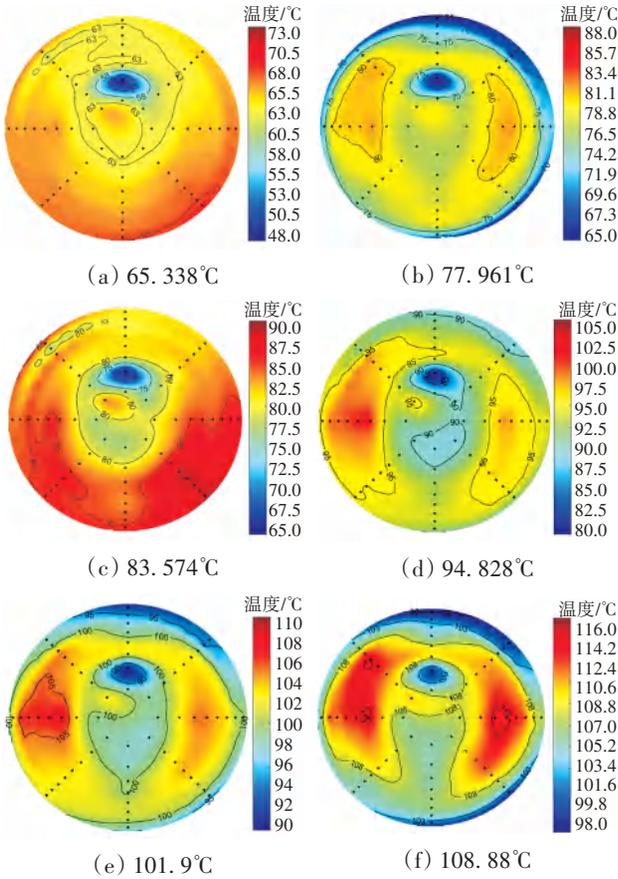


图10 不同进口温度下温度分布

高温区面平均温度和周向温度不均匀度与面平均温度的关系如图11所示。从图中可见,随 T_{2FAV} 上升, T_{HAV} 随之线性提升,经过拟合后,二者存在良好的线性关系

$$T_{HAV} = 1.0313 T_{2FAV} + 0.121 \quad (7)$$

随面 T_{2FAV} 上升,温度周向不均匀度 $\Delta \bar{T}_2$ 稳中有升,但均维持在较低水平,均低于0.45%。一般认为 $\Delta \bar{T}_2$ 小于2%的温度畸变,对发动机影响较小。说明在该温度范围内,温度周向分布均匀,不存在明显周向温度畸变。

3.3 温场拟合

为保证加温试车过程中发动机安全工作,确认温场后需拆除测量耙。进气加温试验前进行温场确认

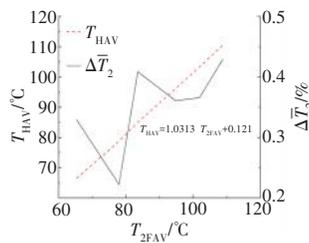


图11 高温区面平均温度和周向温度不均匀度与面平均温度的关系

如图12所示,获得发动机进气温度均值 $T_j(T_{2FAV})$ 与发动机控制系统采集进气温度 $T_{1,D}$ 关系。温场拟合可依据加温试验过程升温或降温进行拟合,以匹配实际加温情况。

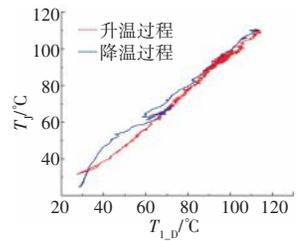


图12 温场确认

分别选取升温过程、降温过程和升降温全过程数据进行拟合,获得3种加温方式下 T_j 、 $T_{1,D}$ 的关系。通过比较,三者低温区30~60℃、高温区110~120℃有一定差异,但在主要加温区域差异不大。在30~60℃区域,升温拟合曲线高于降温曲线和全过程曲线,在低温加温需求时,可采取升温过程拟合。温场拟合如图13所示。

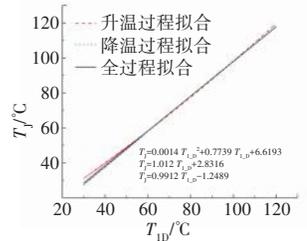


图13 温场拟合

从图中可见,由于试验选择在升温阶段进行进气加温情况较多,选择升温过程拟合具有合理性。温度拟合获得 T_j 、 $T_{1,D}$ 的关系后,拆除加温耙,以 $T_{1,D}$ 反算加温温度 T_j

$$T_j = 0.0014 T_{1,D}^2 + 0.7739 T_{1,D} + 6.6193 \quad (8)$$

4 结论

(1)对进气加温条件下发动机进口温度场分布研究可知,在108.88℃进气温度下,高温区角度 $\theta^*=180^\circ$,高温区主要分布在0°和180°位置,在90°和270°位置存在低温区,隔开了连续高温区,高温区平均温度 $T_{HAV}=110.52^\circ\text{C}$,温度周向不均匀度为0.43%,温度分布均匀,不存在强烈温度畸变。

(2)进气温度从94.82℃上升至108.88℃用时80s,高温区温升率为0.18℃/s,时间域内的温度畸变较小,裕度损失小。温场无旋转,高温区分布和周向温度不均匀度均不随时间变化产生明显改变。进气温度从65.34℃升至108.88℃,周向分布保持均匀,建立了面平均温度 T_{2FAV} 、高温区面平均温度 T_{HAV} 的线性关系。

(3)进气加温试验前进行温场确认,对温场进行了拟合,获得台架温场均值 T_j 与发动机控制系统采集进气温度 $T_{1,D}$ 关系后,拆除测温耙,保证试验安全。

参考文献:

- [1] 廉筱纯, 吴虎. 航空发动机原理[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2005: 13-19.
LIAN Xiaochun, WU Hu. Aeroengine principle[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2005: 13-19. (in Chinese)
- [2] 程荣辉, 张志舒, 陈仲光. 第四代战斗机动力技术特征和实现途径[J]. 航空学报, 2019, 40(3): 1-10.
CHENG Ronghui, ZHANG Zhishu, CHEN Zhongguang. Technical characteristics and implementation of the fourth-generation jet fighter engines[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2019, 40(3): 1-10. (in Chinese)
- [3] 尤延铖, 滕健, 郑晓刚, 等. 航空发动机进气温度畸变研究综述[J]. 南京航空航天大学学报, 2017, 49(3): 283-299.
YOU Yancheng, TENG Jian, ZHENG Xiaogang, et al. Review of aeroengine temperature distortion research[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017, 49(3): 283-299. (in Chinese)
- [4] 柳国印, 高磊, 陈彦峰, 等. 进气加温模拟装置对涡扇发动机进气流场稳定性影响试验[J]. 航空发动机, 2023, 49(6): 143-149.
LIU Guoyin, GAO Lei, CHEN Yanfeng, et al. Experiment on the influence of intake heating simulation device on the stability of intake flow field of turbofan engine[J]. Aeroengine, 2023, 49(6): 143-149. (in Chinese)
- [5] Lucy B, Reed J. A survey of turbine engine temperature distortion generator requirements and concept trade study[R]. AIAA-2011-5969.
- [6] 周游天, 李军, 宋国兴, 等. 压气机插板式进气畸变实验研究[J]. 工程热物理学报, 2018, 39(3): 489-496.
ZHOU Youtian, LI Jun, SONG Guoxing, et al. Experimental study on inlet distortion of compressor insert plate[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2018, 39(3): 489-496. (in Chinese)
- [7] 刘作宏, 蔡承阳, 何志强, 等. 不同插板下的航空发动机进口压力畸变试验[J]. 航空发动机, 2022, 48(3): 101-105.
LIU Zuohong, CAI Chengyang, HE Zhiqiang, et al. Inlet pressure distortion test of aeroengine with different inserts [J]. Aeroengine, 2022, 48(3): 101-105. (in Chinese)
- [8] Kuhn R E, Margason R J, Curtis P. Jet induced effects the aerodynamics of jet-and fan-powered V/STOL aircraft in hover and transitin[J]. The Aeronautical Journal, 2006, 203: 115-142.
- [9] Ange C E, Wardwell D A. Small scale jet effects and hot gas ingestion investigations at NASA AMES[R]. AIAA-92-4252.
- [10] 中国人民解放军总装备部. 航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范: GJB241A-2010[S]. 北京: 中国人民解放军总装备部, 2010: 9-10.
General Armament Department of China People's Liberation Army. General specification for aviation turbojet and turbofan engines: GJB241A-2010[S]. Beijing: General Armament Department of China People's Liberation Army, 2010: 9-10. (in Chinese)
- [11] 航空工业第一集团公司. 航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机进口温度畸变评定指南: GJB/Z 211-2002[S]. 北京: 航空工业第一集团公司, 2002: 1-6.
Aviation Industry First Group Company. Guide for evaluating inlet temperature distortion of aero-turbojet and turbofan engines: GJB/Z 211-2002[S]. Beijing: Aviation Industry First Group Company, 2002: 1-6. (in Chinese)
- [12] 侯敏杰, 刘大响, 王慧儒. 温度畸变发生器设计与试验[J]. 航空动力学报, 2005, 20(3): 361-367.
HOU Minjie, LIU Daxiang, WANG Huiru. Design and experimental study of the inlet temperature distortion generator[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(3): 361-367. (in Chinese)
- [13] 侯敏杰, 石小江, 罗华锋. 发动机进气温度畸变高响应温度测试技术研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2005, 18(2): 41-48.
HOU Minjie, SHI Xiaojiang, LUO Huafeng. A study on high response instrumentation technology used in aeroengine inlet temperature distortion measurement[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2005, 18(2): 41-48. (in Chinese)
- [14] 王春利, 乔渭阳, 许开富. 压缩系统对动态温度畸变的非正常响应[J]. 机械设计与制造, 2007(8): 148-150.
WANG Chunli, QIAO Weiyang, XU Kaifu. Unsteady response of the axial compression systems to inlet dynamic temperature distortions[J]. Machinery Design and Manufacture, 2007(8): 148-150. (in Chinese)
- [15] Hedges C R. Computational fluid dynamic model of steam ingestion into a transonic compressor[D]. California: Naval Postgraduate School, 2009.
- [16] 曹海峰, 李雪峰, 赵龙. 基于CFD的航空发动机试车台进气加温装置气动性能分析[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2019, 32(1): 47-51.
CAO Haifeng, LI Xuefeng, ZHAO Long. The aerodynamic performance analysis of inlet heating device of aeroengine test rig based on CFD[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2019, 32(1): 47-51. (in Chinese)
- [17] 雷双江, 乔黎, 孙朝晖, 等. 某核心机台架进气加温控制系统设计[J]. 测控技术, 2015, 34(增刊): 136-139.
LEI Shuangjiang, QIAO Li, SUN Zhaohui, et al. Measurement and control system of air intake and heating equipment for core engine[J]. Measurement and Control Technology, 2015, 34(Suppl): 136-139. (in Chinese)
- [18] 叶巍, 唐世建, 白磊. 进气温度畸变对某发动机气动稳定性影响的研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2006, 19(4): 6-15.
YE Wei, TANG Shijian, BAI Lei. Study on the effects of inlet temperature distortion on study of an engine[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2006, 19(4): 6-15. (in Chinese)
- [19] 张百灵, 李军, 江勇, 等. 进气总温畸变在压气机中的数值模拟[J]. 推进技术, 2009, 30(2): 182-186.
ZHANG Bailing, LI Jun, JIANG Yong, et al. Numerical simulation of the inlet total temperature distortion in the compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(2): 182-186. (in Chinese)
- [20] 陈懋章. 航空涡轮风扇发动机试验技术与方法[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2014: 200-249.
CHEN Maozhang. Test technology and method of aviation turbofan engine[M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2014: 200-249. (in Chinese)

(编辑: 兰海青)

压气机叶片的磨削路径生成算法

夏桂书, 李 锦, 邓春艳, 魏永超, 朱姿翰

(中国民用航空飞行学院 航空电子电气学院, 四川广汉 618307)

摘要: 针对当前航空发动机压气机叶片的打磨过程繁琐且路径生成算法普遍未适配压气机叶片的几何形貌和加工姿态等问题, 提出一种基于压气机叶片的点云数据并自适应压气机叶片的加工姿态和形貌的磨削路径生成算法。以面结构光扫描获取叶片的 3 维点云信息, 对叶片点云进行位姿矫正并在叶片待加工区域创建一系列间距适宜且相互平行的切平面进行切片处理, 获取切片数据后计算切平面与叶片点云的交点, 拟合所有切片所得交点并计算磨削抛光路径的路径点及刀具姿态。结果表明: 通过计算对不同姿态下不同压气机叶片的路径信息进行了仿真, 验证了所提出的算法具有自适应压气机叶片加工姿态和形貌的特性, 避开了传统逆向工程中的曲面重构误差, 证明了算法的可行性与有效性, 可进一步应用于后续实际磨削抛光加工作业。

关键词: 压气机叶片; 点云; 磨削; 抛光路径; 自适应性; 偏差分析; 航空发动机

中图分类号: V232.4

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.023

Grinding Path Generation Algorithm for Aeroengine Compressor Blades

XIA Gui-shu, LI Jin, DENG Chun-yan, WEI Yong-chao, ZHU Zi-han

(Institute of Electronic and Electrical Engineering, Civil Aviation Flight University of China, Guanghan Sichuan 618307, China)

Abstract: Aiming at the cumbersome grinding process of the current aeroengine compressor blades and the fact that the path generation algorithm is generally not adapted to the geometrical shape and processing posture of the compressor blades, a new grinding path generation algorithm based on the point cloud data of compressor blades and adaptive to the geometrical shape and processing posture of the compressor blades was proposed. First, obtain the 3D point cloud of the blade by scanning the surface structured light and perform posture correction, then create a series of appropriately spaced parallel slicing planes in the area of the blade to be machined, and derive the intersection points between the slicing planes and the point cloud. finally, fit all the intersection points obtained from slicing, and calculate the path points and cutter orientation of the grinding and polishing path. The results show that by calculating and simulating the path information of different compressor blades under different postures, it is verified that the proposed algorithm has the characteristics of adapting to the processing posture and shape of the compressor blades, and the surface reconstruction errors in traditional reverse engineering can be avoided, which proves the feasibility and effectiveness of the proposed algorithm. It can be further applied to subsequent actual grinding and polishing operations.

Key words: compressor blades; point cloud; grinding; polishing path; adaptability; deviation analysis; aeroengine

0 引言

当前航空业随着科技的进步而快速深入发展, 航空交通在交通业内的占比越来越高, 航空器的质量安全与性能保障的重要性不言而喻, 因此航空器制造与维修的智能化不断提高^[1]。在航空器维修领域, 航空发动机的制造与维修是极其重要的一部分, 叶片则是发动机中最容易受到损伤的部位, 也是其核心, 工作

状态下的发动机叶片完整与否、外表质量、损伤程度、修复质量等都影响着发动机的正常运作, 并潜在影响飞机的运行安全与乘机人员的生命财产安全。

然而航空发动机压气机叶片结构复杂, 属于薄壁型零件, 叶身由复杂空间曲面构成, 现多采用机器人搭载加工刀具进行叶身的磨削抛光^[2-3]。叶片磨削抛光路径的计算质量直接受所用叶片模型的精度影响, 良好还原叶片形貌并可用于实际加工的模型尤为重

收稿日期: 2022-09-26 **基金项目:** 四川省科技厅重点研发基金(2022YFG0356)、西藏科技厅重点研发基金(XZ202101ZY0017G)、中国民用航空飞行学院科研基金(J2020-040, CJ2020-01)资助

作者简介: 夏桂书(1968), 女, 硕士, 教授。

引用格式: 夏桂书, 李锦, 邓春艳, 等. 压气机叶片的磨削路径生成算法[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 154-159. XIA Guishu, LI Jin, DENG Chunyan, et al. Grinding path generation algorithm for aeroengine compressor blades[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 154-159.

要^[4]。董艇舰等^[5]通过提取叶片叶型截面点云并处理,借助CAD软件放样生成叶身型面,最后利用UG软件生成磨削抛光路径;郭一鸣等^[6]对叶片待加工区域进行曲面重构,并光顺偏置曲面,再采用截面法获取路径,这种通过逆向工程进行曲面片重建建模获取叶片模型,再进行加工路径生成的方法过于繁琐,会降低加工作业效率,且曲面重构会增大模型与叶片实际形貌的误差,影响后续磨削质量;赵欢等^[7]采用面族与复杂曲面高阶切触的方法建立横向与纵向交叉的包络型磨削抛光路径,但其仍基于CAD模型进行计算,也存在前期叶片模型处理繁琐的问题;罗来臻等^[8]、Chen等^[9]基于NURBS曲面切片获取叶片待加工区域的磨削路径,但在不同叶片姿态下需要计算不同的曲面方程,不能保持在不同时间加工时磨削路径的一致性。

基于以上问题,本文对航空发动机压气机叶片的磨削路径生成算法展开研究,直接利用叶片的3维点云数据进行自适应性磨削路径规划,在点云待加工区域设置多个切片计算拟合磨削抛光路径,对于不同姿态下的不同叶片统一其姿态,并基于模型对路径进行偏差分析。

1 路径生成算法

本文提出的创新路径生成算法流程如图1所示。

首先对叶片进行3维扫描,获取其3维点云数据,基于点云进行数据分析,包括点云姿态矫正、点云切片、分割闭合交点曲线、路径拟合等操作。对于任意姿态的点云,以压气机叶片的几何形貌为基础对点云进行空间位置的转换,以适配算法后续处理。其后开始设置系列的切平面对点云进行切片处理,获取每个切片所对应的交点序列并进行分割,对分割后的离散点进行路径拟合,即可得到所需磨削抛光路径。

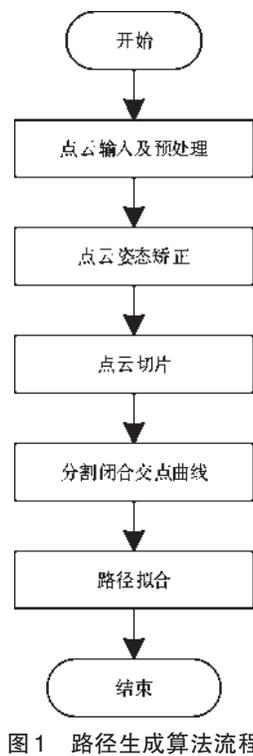


图1 路径生成算法流程

1.1 点云输入及预处理

对于实际叶片,通过使用投影机投射光栅条纹于叶片表面,并用3D相机拍摄叶片表面变形的的光栅条纹,基于面结构光原理计算获取点云数据^[10]。由于点云数据量庞大且密度较高,因此在获取点云数据后,需要对其进行下采样及去噪处理^[11],以去除噪点并减小数据量,点云预处理流程如图2所示。

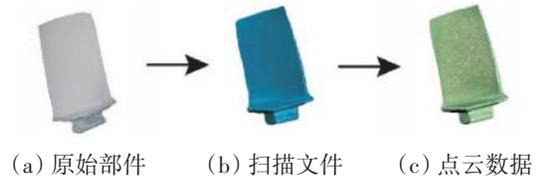


图2 点云预处理流程

1.2 点云姿态矫正

对多个叶片进行先后扫描时,每个叶片的摆放姿态难以保持完全一致,姿态不同会导致加工轨迹不同,而轨迹不同会导致加工效果不同,不能保证同一批次叶片的加工过程与效果相近。要在各叶片的叶身上得到相近的加工轨迹,必须对获取的点云数据进行姿态矫正。因此对扫描后的点云进行以下操作。

点云姿态矫正前后的3维模型如图3所示,令图3(a)(初始姿态)、(b)、(c)(矫正后姿态)所示点云对应的坐标集合分别为 V_1 、 V_2 、 V_3 ,令点云主方向大小及颜色关系为 x_1 (red) > x_2 (blue) > x_3 (green)。

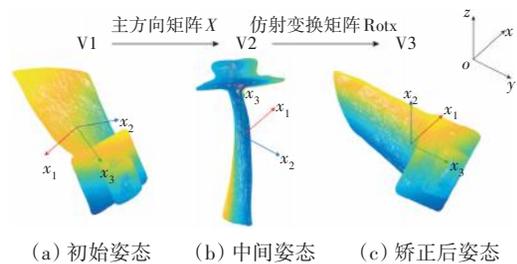


图3 点云姿态矫正前后的3维模型

步骤1:计算点云3维坐标的协方差矩阵 C ,求解矩阵 C 的特征值 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 及其对应的特征向量 x_1, x_2, x_3 。其中 x_1, x_2, x_3 分别为点云的3个主方向,而最小特征值对应的特征向量即为点云的法向量。

步骤2: V_1 、 V_2 、 V_3 的坐标转换关系为

$$\begin{cases} V_2 = V_1 \cdot X, \text{其中 } X = (x_1, x_2, x_3) \\ \begin{bmatrix} x_{V_3} \\ y_{V_3} \\ z_{V_3} \\ 1 \end{bmatrix} = \text{Rot}x \cdot \begin{bmatrix} x_{V_2} \\ y_{V_2} \\ z_{V_2} \\ 1 \end{bmatrix}, \text{其中 } \text{Rot}x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (1)$$

V_1 通过与点云的3个主方向构成的矩阵 $X = (x_1, x_2, x_3)$ 相乘,使主方向分别与空间坐标系的3个轴平行对齐。

步骤3:通过旋转矩阵 Rot_x 将点云绕 x 轴旋转 θ 角度,使向量 x_3 与 y 轴平行。

此后即以 V_3 姿态作 n 个平行于平面 zox 的平面对点云进行切片操作,由此可使每次加工处理时点云的姿态保持一致。在完成切片及路径规划后,若需要恢复路径点至原始点云姿态,可将 V_3 姿态下的路径点还原成 V_1 姿态下的路径点

$$\begin{cases} \text{Rot} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & \sin \theta \\ 0 & -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \\ V_1 = V_3 \cdot \text{Rot}^{-1} \cdot X^T, \text{其中 } X = (x_1, x_2, x_3) \end{cases} \quad (2)$$

1.3 点云切片

点云姿态矫正后,即可对点云进行切片操作^[12],点云切片如图4所示。

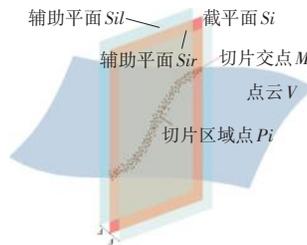


图4 点云切片

步骤1:在 V_3 姿态下,采用截平面法^[13]对点云设置 n 个等间距的平行截平面(均平行于 zox 平面),其中间距的定量由实际磨削加工时所用刀具的刀头大小与磨削速度等因素决定。

步骤2:对于任一截平面 $S_i (1 \leq i \leq n)$,在其左右两侧设置宽度为 $\Delta = k_\Delta \cdot d_{\text{avg}}$ (其中 k_Δ 为切片宽度阈值系数, d_{avg} 为点云的距离密度)的辅助截平面 S_{il} 、 S_{ir} ,索引获取位于 S_{il} 、 S_{ir} 之间的点的集合 P 即为切片区域点

$$P = \{ (x_i, y_i, z_i) | y_{S_{il}} - \Delta < y_i < y_{S_{ir}} + \Delta, (x_i, y_i, z_i) \in V_3 \} \quad (3)$$

步骤3:以平面 S_i 为界将集合 P 划分为 S_i 左右两侧的子集 P_l 、 P_r 、刚好落在 S_i 上的子集 P_s 。

步骤4:采用求交法,以 P_l 和 P_r 中的任意一点 $M(x_i, y_i, z_i)$ 为中心建立边长为 d_s 的正方体包围盒,在包围盒范围内遍历与点 M 所处点集相异的另一个点集的所有点,寻找其中与点 M 的最近邻点 M' ,再求取线段 MM' 与平面 S_i 的交点。

步骤5:依次求取 P_l 和 P_r 中所有点对应的交集集合 Q ,则集合 $Q \cup P_s$ 即为点集 P 与平面 S_i 的切片交点 M_i 。

步骤6:求取所有截平面与点云的交点,即可得

所有交点集合 $M = \bigcup_{i=1}^n M_i$ 。

1.4 路径拟合

路径拟合如图5所示。由于所获取的切片交点在平面 xoz 上的投影形状为闭合月牙状,难以直接使用常规函数进行曲线拟合,因此本文提出自适应叶片截面形貌拟合的方法,利用3个几何特征点拟合中线,通过中线将切片交点分割为2个易拟合的非闭合曲线状点集,最后分别拟合2个点集对应的路径并有序组合路径点。此外在路径点的法矢量求解过程中,同样利用切片交点序列的质心这一几何特征点来统一法矢量指向。

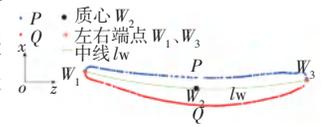


图5 路径拟合

步骤1:索引切片交点 M 在 z 轴方向上的左右端点 W_1 、 W_3 ,并计算切片交点的质心 W_2 。

步骤2:利用函数对 W_1 、 W_2 、 W_3 3个特征点进行2阶多项式拟合,绘制出中线 l_w 。

$$x(z) = a + bz + cz^2 \quad (a, b, c \text{ 为常数}) \quad (4)$$

式中: a 、 b 、 c 为常数。

步骤3:遍历每个切片交点,求取其在中线 l_w 上的投影点的 x 坐标值,若投影点的 x 坐标值小于交点的 x 坐标值,则该点存放于点集 P 内;若投影点的 x 坐标值大于交点的 x 坐标值,则该点存放于点集 Q 内;若投影点的 x 坐标值等于交点的 x 坐标值,则该点存放于点集 P 和 Q 内;由此可将切片交点划分为2个点集 P 和 Q ,此后分别对 P 和 Q 内的点进行曲线拟合。

步骤4:分别对点集 P 和 Q 按照 z 坐标值的大小升序排列。

步骤5:利用3次样条曲线拟合法与多项式曲线拟合法结合互补,分别对点集 P 和 Q 拟合出曲线 l_p 和 l_q 。

步骤6:分别等步长离散曲线 l_p 和 l_q ,生成拟合点 N_p 和 N_q 。

步骤7:使用K邻域搜索法^[14]对拟合点 $N (N = N_p \cup N_q)$ 中的每个点获取其在点云中的邻近点和距离,采用主成分分析降维^[15-16]处理的方法,求解协方差矩阵对应的特征值和特征向量,最小特征值对应的特征向量即近似为路径点的法矢量 \vec{n} 。

步骤8:求取法矢量后需进行矢量指向统一,对于 N_p 的法矢量 \vec{n} ,以第1个拟合点的法矢量 \vec{n}_1 为基

准,从第 2 个拟合点起遍历每一个点,若 $\vec{n}_i \cdot \vec{n}_{i-1} < 0$, 则 \vec{n}_i 方向取反。

步骤 9: 计算点集 N 的质心 C , 令点集 N 序号中间点 N_0 的法矢量为 \vec{n}_{N_0} , 若 $\overrightarrow{CN_0} \cdot \vec{n}_{N_0} < 0$, 则 N_p 的法矢量 \vec{n} 方向全部取反。

步骤 10: 对于 N_0 的法矢量 \vec{n} , 类似执行步骤 8~9, 至此完成矢量指向统一。

步骤 11: 有序组合拟合点 N_p 和 N_q 及其法矢量, 生成单层磨削抛光路径。

步骤 12: 求解并有序组合所有切片平面的磨削抛光路径。

2 算法试验验证

2.1 单个压气机叶片磨削抛光路径仿真验证

2.1.1 点云扫描及处理

首先通过使用精度为 0.02 mm 的 3D 扫描仪扫描压气机叶片, 获取点云数据。依据式(1)和(2)对所获取的点云进行姿态矫正, 点云姿态矫正前后的 2 维 3 视图如图 6 所示。

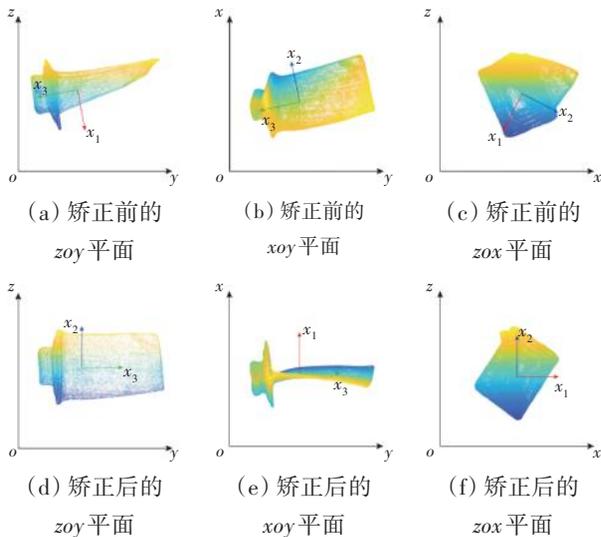


图 6 点云姿态矫正前后的 2 维 3 视

2.1.2 磨削路径生成及偏差分析

在矫正点云姿态后, 对点云进行切片及路径拟合等一系列操作, 在叶身中央设置宽度为 28 mm 的磨削抛光区域, 假设后续实际磨削作业时切片间距的适宜值为 2 mm (即每层路径间距 2 mm), 最终生成 14 条平行且间距为 2 mm 的磨削抛光路径, 其路径点及法矢量如图 7 所示。

预定要求路径标准偏差为 0.02 mm, 利用压气机

叶片进行磨削抛光仿真验证。再将路径与叶片模型进行偏差分析, 偏差分析结果如图 8 所示。其最大正负偏差为 0.1206/-0.1159 mm, 平均正负偏差为 0.0022/-0.0027 mm, 标准偏差为 0.0088 mm, RMS 估计值为 0.0088 mm, 符合预定误差要求。文献[17-19]基于逆向工程进行曲面重构后, 计算了其重构模型精度, 对比分析了本文算法与传统曲面重构方法得出的拟合数据相关误差, 其结果见表 1。文献[17-19]所用方法由于引入了重构曲面时的计算误差而使其标准偏差均偏大, 而本文算法直接使用点云数据进行计算, 去除了曲面重构这一过程, 从而降低了标准偏差值, 由此证明了直接利用点云数据进行路径规划可避免传统曲面重构方法中的曲面重构计算误差。



图 7 路径点及法矢量

图 8 偏差分析结果

表 1 本文算法与传统曲面重构方法的数据偏差分析对比

方法	最大偏差/mm		平均偏差/mm		标准偏差/mm	RMS 估计/mm
	正	负	正	负		
本文算法	0.1206	-0.1159	0.0022	-0.0027	0.0088	0.0088
文献[17]	0.2692	-0.6944	0.0593	-0.0693	0.1079	0.1095
文献[18]	0.3830	-0.6946	0.0741	-0.0949	0.1370	0.1403
文献[19]	0.6297	-0.3415	0.0094	-0.0103	0.0206	

2.2 叶片加工姿态自适应性验证

为验证算法对于叶片的不同加工姿态是否具有自适应的特点, 分别使用 3 个不同的压气机叶片进行试验, 首先将其在不同姿态下摆放, 3 个不同叶片姿态矫正前后 3 维视图及后续对应偏差分析分别如图 9 所示。从图中可见, 对于不同初始姿态的叶片在经过姿态矫正后的 3 维空间姿态保持一致。对这 3 个不同的叶片分别生成的磨削抛光路径进行偏差分析, 分析结果见表 2。从图 9 与表 2 中可见, 3 组叶片偏差图的测试点颜色都均匀, 且主要集中在偏差色谱中间段, 其标准偏差分别为 0.0075、0.0065、0.0087 mm, 均符合高精度要求。

由此可知, 对应于实际加工情况, 对于不同的压气机叶片且无论叶片如何摆放, 均可将其调整为统一的加工姿态, 从而获得一致的加工处理效果, 因此算

法对于叶片加工姿态具有自适应性,从而增强了计算结果的鲁棒性。

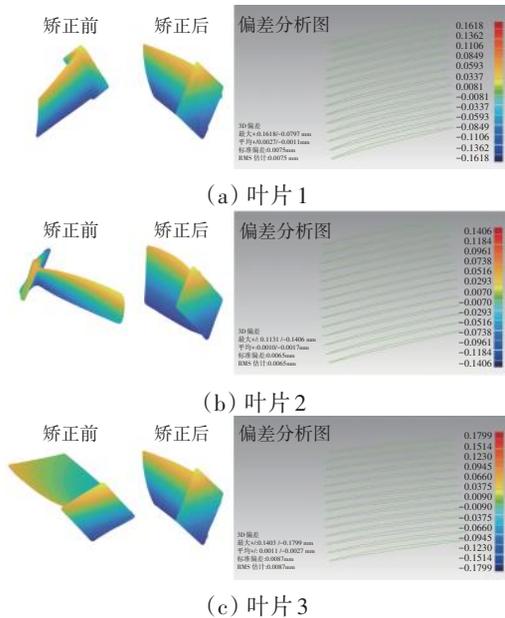


图9 3个不同叶片的姿态矫正前后3D视图及后续对应偏差分析

表2 3个不同叶片的磨削抛光路径偏差分析结果

叶片	最大偏差/mm		平均偏差/mm		标准偏差/mm	RMS估计/mm
	正	负	正	负		
1	0.1618	-0.0797	0.0027	-0.0011	0.0075	0.0075
2	0.1131	-0.1406	0.0010	-0.0017	0.0065	0.0065
3	0.1403	-0.1799	0.0011	-0.0027	0.0087	0.0087

2.3 刀具姿态正确性验证

对于路径的刀具姿态,仅直接通过K邻域搜索法^[20]获取的法矢量指向不一,不能应用于实际加工,路径的刀具姿态如图10所示。而通过所提算法对法矢量指向进行矫正处理,可获得统一指向叶身外侧的正确法矢量(图10(b))。在实际加工时,根据加工刀具参数将路径点坐标作相应偏置,再基于机器人运动学反解原理,通过空间坐标系转换矩阵进行转换,便可得到实际刀具姿态^[21]。

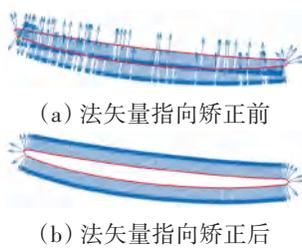


图10 路径的刀具姿态

3 结论

(1)对航空发动机压气机叶片的磨削路径生成的各个过程进行了分步阐述,通过路径仿真与基于叶片

点云模型的偏差分析,验证了所提算法的可行性与自适应性,为实际的压气机叶片磨削作业的效率优化提供了参考。

(2)对加工时姿态不一的压气机叶片进行姿态矫正,针对压气机叶片的外部形貌特征提出了自适应性的加工处理并生成路径的算法,完成了压气机叶片磨削路径生成算法的流程设计,解决了当前路径生成算法对叶片加工状态和形貌的不适应性问题

(3)基于叶片的点云数据直接进行计算处理避免了逆向工程的繁琐过程以及过程中可能出现的误差累积。

参考文献:

- [1] 陈柳金,何法江,吕鸿雁.民用航空发动机叶片损伤研究[J].物流科技,2022,45(1):59-61.
CHEN Liu-jin, HE Fa-jiang, LYU Hong-yan. Study on blade damage of civil aviation engine[J]. Logistics Sci-Tech, 2022, 45(1): 59-61. (in Chinese)
- [2] 田国富,韩明珠,赵桐.航发压气机叶片的加工仿真分析[J].机床与液压,2022,50(4):146-150.
TIAN Guo-fu, HAN Ming-zhu, ZHAO Tong. Machining simulation research of aero-engine compressor blade[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2022, 50(4): 146-150. (in Chinese)
- [3] Qiu L, Ji S M, Zeng X, et al. Research on partition segment grinding path method of aero-engine blade based on robot group[J]. IEEE Sensors Journal, 2020, 20(20): 11836-11848.
- [4] Zhan T, Su J W. Collision-free planning algorithm of motion path for the robot belt grinding system[J]. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2018, 15(4): 1-13.
- [5] 董艇舰,桑超,张吉.航空发动机压气机叶片的逆向建模及应用[J].机械设计与制造,2022(1):193-197.
DONG Ting-jian, SANG Chao, ZHANG Ji. 3D model reconstruction and its application of aeroengine compressor blades[J]. Machinery Design and Manufacture, 2022(1): 193-197. (in Chinese)
- [6] 郭一鸣,梁永收,李飞闯,等.近净成形叶片重构曲面刀具轨迹自适应规划[J].航空制造技术,2023,66(17):111-119.
GUO Yi-ming, LIANG Yong-shou, LI Fei-chuang, et al. Adaptive planning method for tool path in reconstructing surfaces of near-net shape blade [J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2023, 66(17): 111-119. (in Chinese)
- [7] 赵欢,姜宗民,丁汉.航空发动机叶片叶缘随形磨抛刀路规划[J].航空学报,2021,42(10):256-266.
ZHAO Huan, JIANG Zong-min, DING Han. Tool path planning for profiling grinding of aero-engine blade edge[J]. Acta Aeronautica Sinica, 2021, 42(10): 256-266. (in Chinese)
- [8] 罗来臻,赵欢,王辉,等.复杂曲面机器人磨抛位姿优化与刀路规划

- [J]. 机械工程学报, 2022, 58(3): 284-294.
- LUO Laizhen, ZHAO Huan, WANG Hui, et al. Pose optimization and tool path planning for robotic grinding of complicated curved surface[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(3): 284-294. (in Chinese)
- [9] Chen H, Sheng W, Xi N, et al. Automated robot trajectory planning for spray painting of free-form surfaces in automotive manufacturing[C]// Proceedings 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation (Cat. No. 02CH37292). Washington DC: IEEE, 2002: 450-455.
- [10] 刘新宇. 面结构光在三维测量中的应用技术研究[J]. 航空制造技术, 2019, 62(10): 83-87.
- LIU Xinyu. Research on application of surface structured light in 3D measurement[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2019, 62(10): 83-87. (in Chinese)
- [11] 朱大虎, 徐小虎, 蒋诚, 等. 复杂叶片机器人磨抛加工工艺技术研究进展[J]. 航空学报, 2021, 42(10): 8-30.
- ZHU Dahu, XU Xiaohu, JIANG Cheng, et al. Research progress in robotic grinding technology for complex blades[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2021, 42(10): 8-30. (in Chinese)
- [12] Zhong S, Yang Y Q, Huang Y L. Data slicing processing method for RE/RP system based on spatial point cloud data[J]. Computer-Aided Design and Applications, 2014, 11(1): 20-31.
- [13] 刘威, 周来水, 安鲁陵. 截面线等误差步长法计算点云刀具路径规划[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(6): 824-828.
- LIU Wei, ZHOU Laishui, AN Luling. The generation algorithm of tool path based on the discrete data points with curves of cross sections[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(6): 824-828. (in Chinese)
- [14] 杨军, 林岩龙, 王阳萍, 等. 大规模散乱点的k邻域快速搜索算法[J]. 中国图象图形学报, 2013, 18(4): 399-406.
- YANG Jun, LIN Yanlong, WANG Yangping, et al. Fast algorithm for finding the k-nearest neighbors of a large-scale scattered point cloud [J]. Journal of Image and Graphics, 2013, 18(4): 399-406. (in Chinese)
- [15] 麻卫峰, 王金亮, 张建鹏, 等. 一种改进法向量估算的点云特征提取[J]. 测绘科学, 2021, 46(11): 84-90, 146.
- MA Weifeng, WANG Jinliang, ZHANG Jianpeng, et al. Feature extraction from point cloud based on improved normal vector[J]. Science of Surveying and Mapping, 2021, 46(11): 84-90, 146. (in Chinese)
- [16] Ng W X, Chan H K, Teo W K, et al. Capturing the tacit knowledge of the skilled operator to program tool paths and tool orientations for robot belt grinding[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 91(5-8): 1599-1618.
- [17] 何申伟. 叶片自由曲面重构技术研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.
- HE Shenwei. Research on the reconstruction technology for free-form surface of blade[D]. Changchun: Jilin University, 2018. (in Chinese)
- [18] 明伟. 基于NURBS截面的STL模型参数化重构技术研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2018.
- MING Wei. Research on NURBS profile based parametric reconstruction for STL model[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2018. (in Chinese)
- [19] 赵萌. 航空发动机叶片焊接修复路径生成技术研究[D]. 天津: 河北工业大学, 2015.
- ZHAO Meng. Research on the generation of welding repair path of aero-engine blade[D]. Tianjin: Hebei University of Technology, 2015. (in Chinese)
- [20] 胡明, 葛俊锋, 薛秀生, 等. 基于图像处理和K近邻算法的示温漆判读方法[J]. 航空发动机, 2021, 47(6): 80-84.
- HU Ming, GE Junfeng, XUE Xiusheng, et al. Interpretation method of thermal paint based on image processing and K-nearest neighbor algorithm[J]. Aeroengine, 2021, 47(6): 80-84. (in Chinese)
- [21] 王伟, 贡超, 张令. 机器人砂带磨削的曲面路径优化算法[J]. 机械工程学报, 2011, 47(7): 8-15.
- WANG Wei, YUN Chao, ZHANG Ling. Optimization algorithm for robotic belt surface grinding process[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(7): 8-15. (in Chinese)

(编辑: 刘 静)

GH4169 合金多轴热机械粘塑性本构模型及验证

毛有胜¹, 李桐¹, 贾文斌^{1,2}, 李鑫¹, 刘飞龙¹, 方磊¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016; 2. 浙江大学 能源工程学院, 杭州 310027)

摘要: 为了更加精确地描述 GH4169 合金的多轴热机械力学行为, 以 Chaboche 粘塑性本构模型为基础, 引入了 Lemaitre 损伤模型、基于临界面理论的非比例强化因子和粘塑性势函数修正系数, 提出建立了一种适用于 GH4169 合金的多轴热机械疲劳粘塑性本构模型, 来描述材料的循环软化、非比例硬化和非玛辛效应, 并给出了本构模型各参数的获取方法。采用此本构模型, 对 GH4169 合金的多轴和热机械力学行为进行了模拟研究, 结果表明: 在 20 °C 时, 分别对轴向加载、扭转加载、比例加载、45° 非比例加载以及 90° 非比例加载这 5 种加载条件下的第 200 次循环的迟滞回线进行模拟, 轴向的应力峰谷值均与试验值结果吻合; 在 650 °C 时, 模拟比例加载、45° 非比例加载和 90° 非比例加载这 3 种加载条件下的第 200 次循环的迟滞回线, 结果与试验值基本吻合, 证明了建立的模型适用于高温条件; 模拟 300 °C、550 °C 和 650 °C 这 3 种温度下的单轴轴向加载和圆形路径加载的迟滞回线, 结果与试验值基本吻合; 模拟同相位与反相位加载条件下的第 200 次循环迟滞回线, 修正后的本构模型的模拟值与试验值吻合良好。

关键词: GH4169; 多轴疲劳; 热机械疲劳; Chaboche 模型; Lemaitre 损伤模型; 临界面理论; 粘塑性势函数修正系数

中图分类号: V231.95

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.024

Multiaxial Thermo-mechanical Viscoplastic Constitutive Model and Verification of GH4169 Alloy

MAO You-sheng¹, LI Tong¹, JIA Wen-bin^{1,2}, LI Xin¹, LIU Fei-long¹, FANG Lei¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. College of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In order to describe the multiaxial thermo-mechanical behavior of GH4169 alloy more accurately, based on the Chaboche viscoplastic constitutive model, by introducing the Lemaitre damage model, the non-proportional strengthening factor based on critical plane theory, and the viscoplastic potential function correction coefficient, a multiaxial thermo-mechanical fatigue viscoplastic constitutive model suitable for GH4169 alloy was proposed to describe cyclic softening, non-proportional hardening, and non-Masing behavior of the material, and the method for obtaining the parameters of the constitutive model was provided. This constitutive model was used to simulate the multiaxial and thermo-mechanical behavior of GH4169 alloy. The results show that at 20 °C, for the simulations of the hysteresis loops of the 200th cycle under five loading conditions (axial loading, torsional loading, proportional loading, 45 ° non-proportional loading, and 90 ° non-proportional loading), the results of the axial stress peaks and valleys are consistent with the experimental results; at 650 °C, for the simulation of the hysteresis loops of the 200th cycle under three loading conditions (proportional loading, 45 ° non proportional loading, and 90 ° non proportional loading), the results are basically consistent with the experimental results, proving that the established model is suitable for high temperature conditions; for the simulations of the hysteresis loops of uniaxial axial loading and circular path loading at 300 °C, 550 °C, and 650 °C, the results are basically consistent with the experimental values; for the simulations of the hysteresis loops of the 200th cycle under in-phase and antiphase loading conditions, the simulated values of the corrected constitutive model are in good agreement with the experimental values.

Key words: GH4169; multiaxial fatigue; thermo-mechanical fatigue; Chaboche model; Lemaitre damage model; critical plane theory; viscoplastic potential function correction coefficient

0 引言

镍基高温合金 GH4169 因其优异的高温力学性

能广泛地应用于航空发动机高温部件, 该类高温部件的实际工况为多轴热机械循环载荷。随着现代航空发动机性能的进一步提高, 如何有效的提高其高温部

收稿日期: 2022-09-23 基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金(1002/DLJ2102301)资助

作者简介: 毛有胜(1999), 男, 在读博士研究生。

引用格式: 毛有胜, 李桐, 贾文斌, 等. GH4169 合金多轴热机械粘塑性本构模型及验证[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 160-168. MAO Yousheng, LI Tong, JIA Wenbin, et al. Multiaxial thermo-mechanical viscoplastic constitutive model and verification of GH4169 alloy[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 160-168.

件材料的服役寿命成为了航空发动机的核心技术之一。因此对多轴和热机械循环载荷下的 GH4169 本构模型和疲劳寿命模型进行研究具有重要的意义^[1]。

建立可靠的本构模型是准确预测材料疲劳行为的必要条件。Chaboche^[2]在经典塑性力学屈服函数概念上,对于粘塑性本构模型引入热力学意义的粘塑性势函数来定义非弹性应变率和应力状态的关系。热机械疲劳本构模型多以等温疲劳试验数据为基础,通过拟合等温材料参数来得到材料参数关于温度的函数,以表征材料的热机械疲劳力学行为。国内外学者在等温疲劳试验数据的基础上,对本构模型进行改进,使其适用于特定材料。Rémy 等^[3]改进了流动法则,并利用位错模型表征静态恢复效应建立了适用于 F17TNb 不锈钢的热机械疲劳本构模型;Hu 等^[4]考虑了蠕变行为,将 Rabotnov-Kachano 准则引入 Chaboche 模型,对 DZ125 定向凝固合金的热机械疲劳行为进行了研究;Sun 等^[5]将非比例硬化项作为各向同性硬化项的附加项,引入 Ohno-Wang 粘塑性本构模型,建立了适用于 Inconel718 的热机械疲劳本构模型;徐涛等^[6]在晶体塑性理论的基础上,提出了一种适用于镍基单晶高温合金的热机械疲劳本构模型,并采用该模型研究单晶材料不同晶体取向的热机械疲劳力学响应;张克实^[7]提出了一种较为简便的确定模型参数的方法,对 TiAl 材料在不同应变率下的粘塑性变形、不同应力水平下的单轴蠕变和 CT 试样在阶梯载荷下的蠕变进行了数值模拟分析;徐可君^[8]基于涡轮盘实际使用中的变幅脉冲循环,将应变幅值记忆项引入 Chaboche 本构方程;以已有试验结果为基础,应用量子遗传算法优化得到改进的本构方程各参数。

从目前的研究来看,几乎没有能同时描述材料的多轴和热机械疲劳行为本构模型。本文基于 Chaboche 粘塑性本构模型,引入了 Lemaitre 损伤模型、基于临界面理论的非比例强化因子和粘塑性势函数修正系数,建立了一种适用于 GH4169 合金能同时描述材料多轴和热机械疲劳行为的粘塑性本构模型。

1 粘塑性本构模型

1.1 Chaboche 粘塑性本构模型

Chaboche 粘塑性本构模型假设材料在加载过程中服从小变形假设,则总应变率 $\dot{\epsilon}_{ij}$ 可以写成弹性应变率 $\dot{\epsilon}_{ij}^e$ 和塑性应变率 $\dot{\epsilon}_{ij}^p$ 之和。此模型^[2]主要由流动法

则,运动方程与内变量演化方程 3 部分组成。

Chaboche 粘塑性本构模型采用经典 Prandtl-Reuss^[10]法则,假设流动法则与 Von Mises 屈服函数相关。在 1 维应力空间中,利用 Armstrong-Frederick^[11]方程,随动硬化内变量为

$$\dot{X} = ca\dot{\epsilon}^p - cX\dot{p} \quad (1)$$

$$\dot{p} = \sqrt{\frac{2}{3}} \dot{\epsilon}_{ij}^p \dot{\epsilon}_{ij}^p \quad (2)$$

将随动硬化分量分为多个分量,每个硬化分量均服从相同的演化规律

$$\dot{X}_{k,ij} = c_k a_k \dot{\epsilon}_{ij}^p - c_k X_{k,ij} \dot{p} \quad (3)$$

则总随动硬化规律为

$$\dot{X}_{ij} = \sum_{k=1}^n \dot{X}_{k,ij} \quad (4)$$

本文选择 $n = 2$ 。 $k = 1$ 时表示应力在小塑性阶段时的迅速变化, $k = 2$ 时表示应力在大塑性变形过程中的缓慢变化。

在主应力空间内各向同性硬化变量和随动硬化变量对屈服面的影响如图 1 所示。

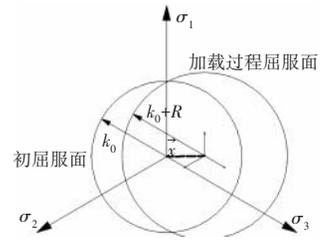


图 1 随动硬化和各向同性硬化对屈服面的影响

1.2 Lemaitre 损伤模型

为了在粘塑性本构理论中引入损伤,将加载函数(或称为屈服函数)写成以下形式^[12]

$$F = J_2(\tilde{\sigma}_{ij} - X_{ij}) - k_0 - R \quad (5)$$

总结含损伤粘塑性本构模型方程组如下

$$\begin{cases} \dot{\epsilon}_{ij} = \dot{\epsilon}_{ij}^e + \dot{\epsilon}_{ij}^p \\ \tilde{\sigma}_{ij}^D = \frac{\sigma_{ij}^D}{1 - D} \\ f = J_2(\tilde{\sigma}_{ij} - X_{ij}) - k_0 - R \\ \dot{\epsilon}_{ij}^p = \frac{3}{2} \left(\frac{J_2(\tilde{\sigma}_{ij} - X_{ij}) - k_0 - R}{K} \right)^n \left(\frac{\tilde{\sigma}'_{ij} - X'_{ij}}{J_2(\tilde{\sigma}_{ij} - X_{ij})} \right) \\ \dot{R} = b(Q - R)(1 - D)\dot{p} \\ \dot{X}_{ij} = ca\dot{\epsilon}_{ij}^p(1 - D) - cX_{ij}(1 - D)\dot{p} \end{cases} \quad (6)$$

损伤率 \dot{D} 可由能量耗散方程表示为

$$\dot{D} = -\frac{\partial F_D}{\partial Y} \quad (7)$$

根据理论分析和试验验证, Lemaitre 和 Plumtree^[13], Lemaitre 和 Chaboche^[14]等认为耗散势能 F_D

是应变能密度耗散率 Y 和累计塑性应变率 \dot{p} 的函数,式(7)给出了该损伤演化函数的基本形式

$$F_D(Y, \dot{p}) = \frac{S_1}{S_2 + 1} \left(-\frac{Y}{S_1}\right)^{S_2 + 1} \dot{p} \quad (8)$$

式中: S_1 和 S_2 为材料参数。

根据式(7)和式(8),损伤演化方程可以表示为

$$\frac{dD}{dN} = \left(\frac{\sigma^2}{2ES_1(1-D)^2} \right)^{S_2} |\dot{p}| \quad (9)$$

1.3 非比例强化因子

非比例强化因子是指在金属晶体中,由于位错与其他晶格缺陷的相互作用而引起的材料强度提高。其物理机制涉及到位错的移动和扩散、晶粒边界与位错的相互作用等多种因素。具体来说,位错可以通过拉伸或剪切等方式移动,从而增强晶体的硬度;晶粒边界能够阻碍位错的移动,形成有效的强化效果;位错还能够诱导出其他缺陷,如孪晶、层错等,进一步提高材料的强度。总之,非比例强化因子的物理机制是复杂的多因素综合效应。在多轴非比例加载下,单轴试验数据得到的模型不足以描述材料的非比例强化现象。因此需要对硬化规律加以修正,为此引入附加强化系数和非比例强化因子描述多轴非比例现象

$$\dot{X}_{ij}^k = (1 + \alpha_{np} f_{np}) (c_k a_k \dot{\epsilon}_{ij}^p - c_k X_{ij} \dot{p}) \quad (10)$$

式中: α_{np} 为附加强化系数,本文假设其为常数; f_{np} 为非比例强化因子,与临界面内参数相关。

多轴非比例加载会使材料产生附加强化效应,在相同应变幅大小的情况下,附加强化效应会导致非比例循环下的材料寿命较比例循环的材料寿命更短。主应变和最大剪切应变平面角的连续变化是非比例加载下疲劳寿命减少的主要原因,而最大剪应变平面上的最大正应力可以表征非比例加载的附加强化效应的影响。

临界面理论认为疲劳裂纹由材料内部滑移带的局部塑性变形产生,并且滑移带的方向与最大剪应变的方向一致,并假设裂纹萌生和扩展均在某一个特定平面上。本文采用临界面理论,以最大剪应变幅平面作为临界平面、以最大剪应变幅为控制参数,并据此提出了一种适用于描述多轴非比例现象的非比例强化因子

$$f_{np} = \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{1}{3} \Delta \gamma_{\max}^2 + \Delta \epsilon_{\max}^2\right)^{0.5}}{\left(\frac{1}{3} \Delta \gamma_{\max, \text{prop}}^2 + \Delta \epsilon_{\max, \text{prop}}^2\right)^{0.5}}} \quad (11)$$

式中: $\Delta \gamma_{\max}$ 为最大剪应变平面上的最大剪应变幅值; $\Delta \epsilon_{\max}$ 为最大剪应变平面上的最大正应变幅值; $\Delta \gamma_{\max, \text{prop}}$ 、 $\Delta \epsilon_{\max, \text{prop}}$ 分别为在相同应变幅下的比例加载条件下的最大剪应变平面上的最大剪应变幅、正应变幅。

当加载方式为单轴轴向或剪切加载时, $f_{np} = 0$,内变量演化方程也退化为单轴形式。

1.4 粘塑性势函数修正系数

在变温条件下,粘塑性势函数为温度的函数

$$\Omega(T) = \frac{K(T)}{n(T) + 1} \left\langle \frac{F(T)}{K(T)} \right\rangle^{n(T) + 1} \quad (12)$$

式中:屈服函数 F 、材料参数 K 和 n 均为温度的函数。

采用式(12)的热机械迟滞回线模拟与试验有误差,故提出修正系数 $\mu(T)$ 对粘塑性势函数进行改进

$$\Omega(T) = \mu(T) \frac{K(T)}{n(T) + 1} \left\langle \frac{F(T)}{K(T)} \right\rangle^{n(T) + 1} \quad (13)$$

$$\mu(T) = \frac{E_m}{E(T)} \quad (14)$$

式中: E_m 为循环温度载荷中平均温度对应弹性模量; $E(T)$ 为各温度下弹性模量。

则

$$\dot{\epsilon}_{ij}^p = \frac{\partial \Omega(T)}{\partial \sigma_{ij}} = \frac{3}{2} \mu(T) \left(\frac{J_2(\sigma_{ij} - X_{ij}) - k_0(T) - R}{K(T)} \right)^{n(T)} \left(\frac{\sigma'_{ij} - X'_{ij}}{J_2(\sigma_{ij} - X_{ij})} \right) \quad (15)$$

随动硬化项和各项同性硬化项表示为温度的函数

$$\dot{X}_i = \left[\dot{X}_i \right]_{\dot{T}=0} + \frac{1}{C_i(T)} \frac{\partial C_i(T)}{\partial T} X_i \dot{T}, C_i(T) = c_i(T) a_i(T) \quad i = 1, 2 \quad (16)$$

$$\dot{R} = \left[\dot{R} \right]_{\dot{T}=0} + \left(\frac{1}{b(T)} \frac{\partial b(T)}{\partial T} + \frac{1}{Q(T)} \frac{\partial Q(T)}{\partial T} \right) R \dot{T} \quad (17)$$

2 本构模型参数的确定

2.1 Chaboche 模型参数的确定

为方便获取 Chaboche 模型参数,将 Chaboche 模型3维应力应变形式简化为1维应力应变形式

$$\begin{cases} \dot{\varepsilon}^p = \left(\frac{\sigma - X - R - k_0}{K} \right)^n \text{sgn}(\sigma - X) \\ \dot{X} = \dot{X}_1 + \dot{X}_2 \\ \dot{X}_1 = c_1 a_1 \dot{\varepsilon}^p - c_1 X_1 \dot{p} \\ \dot{X}_2 = c_2 a_2 \dot{\varepsilon}^p - c_2 X_2 \dot{p} \\ \dot{R} = b(Q - R) \dot{p} \\ \dot{p} = \dot{\varepsilon}^p \end{cases} \quad (18)$$

式中: \dot{X}_1 和 \dot{X}_2 为随动硬化内变量 \dot{X} 的分量;函数 $\text{sgn}()$ 为阶跃函数。

根据式(18),应力和各变量的之间的关系为

$$\sigma = X_1 + X_2 + k_0 + R + K |\dot{\varepsilon}^p|^{1/n} \quad (19)$$

式中: X_1 为短程应力,在小塑性变形阶段变化明显,在大塑性变形阶段为常数; X_2 为长程应力,在整个塑性变形阶段过程中变化明显^[2]。

因此,需要确定的Chaboche模型参数包括:弹性模型 E 和初始屈服应力 k_0 ;随动硬化内变量参数 a_1, c_1, a_2, c_2 ;各向同性硬化内变量的参数 b 和 Q ;屈服函数参数 K 和 n 。

(1)弹性模型 E 和初始屈服应力 k_0 。

根据试验获得的前1/4循环单轴拉伸应力应变曲线,通过拟合Ramberg-Osgood方程,得到弹性模型 E 和初始屈服应力 k_0 ,如图2所示。

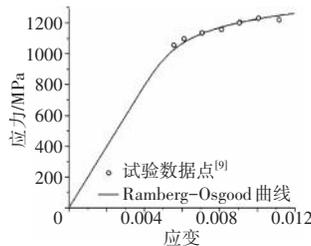


图2 20 °C下GH4169合金前1/4循环单轴疲劳拉伸应力应变曲线

在20 °C下GH4169的拉压疲劳试验采用应变控制,应变比 $R_s = -1$,加载波形为正弦波,加载频率为0.5~1.0 Hz。

(2)随动硬化内变量参数 a_1, c_1, a_2, c_2 。

假设塑性应变达到0.1%时应力变化只与长程应力 X_2 相关。将式(19)对塑性应变 ε^p 求导后,并取对数得到

$$\ln \left(\frac{\partial \sigma}{\partial \varepsilon^p} \right) = \ln(a_2 c_2) - c_2 \varepsilon^p \quad (20)$$

对试验曲线拟合得到 a_2 和 c_2 ,如图3所示。

在塑性应变小于0.1%的情况下,将式(15)对塑性应变 ε^p 求导后,并取对数得到

$$\ln \left(\frac{\partial(\sigma - X_2)}{\partial \varepsilon^p} \right) = \ln(a_1 c_1) - c_1 \varepsilon^p \quad (21)$$

对试验曲线拟合得到 a_1 和 c_1 ,如图4所示。

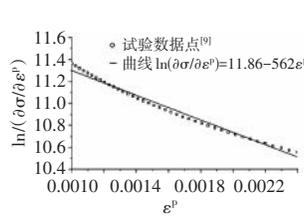


图3 a_2 和 c_2 的拟合曲线

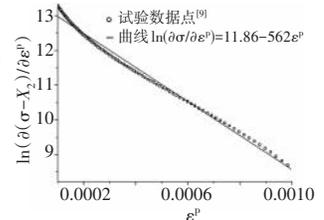


图4 a_1 和 c_1 的拟合曲线

(3)各向同性硬化内变量的参数 Q 和 b 。

根据式(18),各向同性硬化内变量 R 为

$$R = Q(1 - e^{-b p}) \quad (22)$$

式中: Q 为循环软化应力下降的幅值; b 为循环软化应力下降的速率。

则可拟合最大应力和塑性应变的曲线来获得 Q 和 b ,如图5所示。

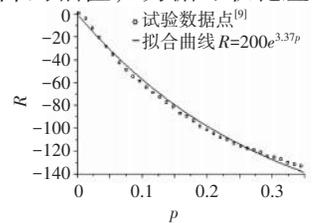


图5 Q 和 b 的拟合曲线

(4)屈服函数参数 K 和 n 。

K 表示剩余应力最大值,将 a_1, c_1, a_2, c_2 代入式(8),可以得到 $K=500 \text{ MPa} \cdot \text{s}^{1/n}$ 。 n 为率相关参数,无法直接测得。本文假设 n 的初始值为10,并利用参数整体优化得到 n 的最优解。

(5)参数优化。

在确定上述初始参数之后,采用遗传算法优化本构模型参数,如图6所示。选择目标函数

$$Q_m = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\sigma_i^{\text{theory}} - \sigma_i^{\text{test}}}{\sigma_i^{\text{test}}} \right)^2 \quad (23)$$

式中: i 为个体数目; σ_i^{theory} 和 σ_i^{test} 为第 i 个个体的理论和试验应力值; Q_m 为适应度函数,当 Q_m 取得最小值时,目标函数存在最优解。

在20 °C下GH4169合金本构模型参数初始值和优化值见表1。

在300、550和650 °C下GH4169合金本构模型参数初始值和优化值见表2。分别采用初始参数值和优化参数值的本构模型,对3种温度下GH4169合金应变控制下前1/4循环单轴疲劳应力应变曲线进行模拟,并于试验对比,如图7所示。从图中可见,采用参

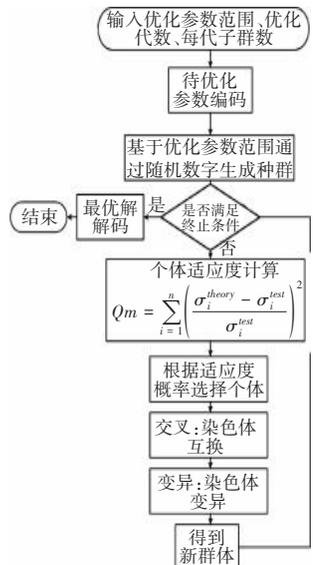


图6 遗传算法流程

表1 在20℃下GH4169合金本构模型参数初始值和优化值

本构模型参数	初始值	优化值
E/MPa	198020	198020
k_0/MPa	400	273
a_1/MPa	143	121
c_1	4898	6031
a_2/MPa	252	196
c_2	565	304
Q/MPa	-200	-210
b	3.37	1.38
$K/\text{MPa} \cdot s^{1/n}$	500	647
n	10	48.9

表2 在300、550和600℃下GH4169合金本构模型参数初始值和优化值

本构模型参数	300℃		550℃		650℃	
	初始值	优化值	初始值	优化值	初始值	优化值
E/MPa	198020	198020	180200	180200	171600	171600
k_0/MPa	962	728	869	715	821	678
a_1/MPa	120	191	110	189	80	179
c_1	3342	451	3355	492	3456	495
a_2/MPa	159	194	145	191	136	187
c_2	208	286	225	316	305	350
Q/MPa	-86	-250	-146	-320	-201	-380
b	10	15.51	10	13.86	10	13.20
$K/\text{MPa} \cdot s^{1/n}$	1050	941	1025	902	995	893
n	3.5	3.6	3.5	3.9	3.5	3.9

数初始值的模拟曲线与试验误差较大,而采用参数优化值的模拟曲线与试验值吻合。

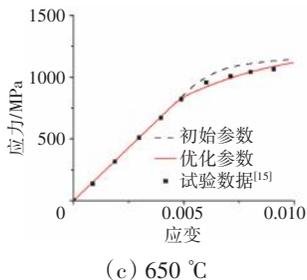
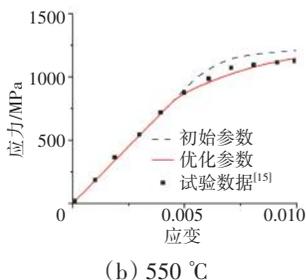
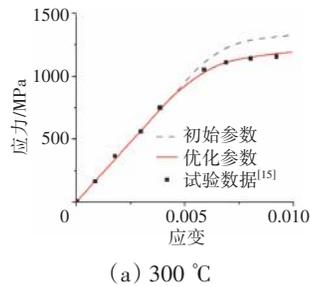


图7 3种温度下前1/4循环单轴疲劳应力应变曲线

2.2 非比例强化因子的确定

非比例强化因子 f_{np} 中的变量采用临界面理论获得。一点应力状态在空间上用6个应力分量表示,包括3个正应力分量和3个剪应力分量。在已知某一点

的应力状态后,直接根据坐标变换原理(式(24))求出任意坐标系下的该点应力分量,如图8所示。

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11}^2 & a_{12}^2 & a_{13}^2 & 2a_{11}a_{12} & 2a_{11}a_{13} & 2a_{12}a_{13} \\ a_{21}^2 & a_{22}^2 & a_{23}^2 & 2a_{21}a_{22} & 2a_{21}a_{23} & 2a_{22}a_{23} \\ a_{31}^2 & a_{32}^2 & a_{33}^2 & 2a_{31}a_{32} & 2a_{31}a_{33} & 2a_{32}a_{33} \\ a_{11}a_{21} & a_{12}a_{21} & a_{13}a_{21} & (a_{11}a_{22} + a_{12}a_{21}) & (a_{12}a_{23} + a_{11}a_{21}) & (a_{12}a_{23} + a_{11}a_{22}) \\ a_{11}a_{31} & a_{12}a_{31} & a_{13}a_{31} & (a_{11}a_{32} + a_{12}a_{31}) & (a_{12}a_{33} + a_{11}a_{31}) & (a_{12}a_{33} + a_{11}a_{32}) \\ a_{21}a_{31} & a_{22}a_{31} & a_{23}a_{31} & (a_{21}a_{32} + a_{22}a_{31}) & (a_{22}a_{33} + a_{21}a_{31}) & (a_{22}a_{33} + a_{21}a_{32}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{12} \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \end{bmatrix} \quad (24)$$

式中: a_{ij} ($i=1, 2, 3; j=1, 2, 3$)的大小分别为 $a_{11} = \cos \theta \sin \phi$, $a_{12} = \sin \theta \sin \phi$, $a_{13} = \cos \phi$, $a_{21} = -\sin \theta$, $a_{22} = \cos \theta$, $a_{23} = 0$,

$$a_{31} = -\cos \theta \cos \phi, a_{32} = -\sin \theta \cos \phi, a_{33} = \sin \phi。$$

应变转换与应力相似。假设轴向应力和扭向应力间的相位角为 φ ,如图9所示。

$$\sigma = \sigma_a \sin(\omega t) \quad (25)$$

$$\tau = \sigma_a \sin(\omega t - \varphi) \quad (26)$$

通过式(24)~(26)可以得到任意平面 (θ_i, ϕ_i) 下的最大剪应变幅

$$\frac{\Delta \gamma'_i}{2} = \max_{\substack{1 \leq j \leq p \\ j+1 \leq m \leq p}} \left[\frac{1}{2} \sqrt{(\gamma'_{i,xy}(j) - \gamma'_{i,xy}(m))^2 + (\gamma'_{i,xz}(j) - \gamma'_{i,xz}(m))^2} \right] \quad (27)$$

式中: p 为离散载荷步数; j, m 为离散载荷步的位置(图9)。

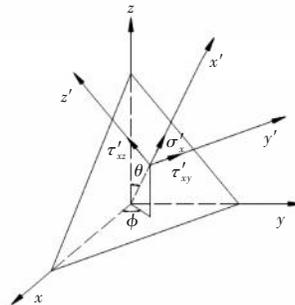


图8 任意平面上的应力分量形式

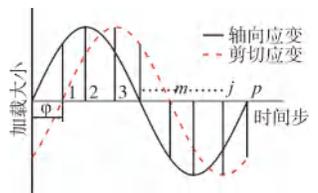


图9 法向应力与切向应力关系

任意平面下的法向应变幅值为

$$\Delta \varepsilon_i = \max_{\substack{1 \leq j \leq p \\ j+1 \leq m \leq p}} \{ \varepsilon'_{ix}(j) - \varepsilon'_{ix}(m) \} \quad (28)$$

在平面应力状态下,当 $\phi = 90^\circ$ 时剪应变幅值最大。旋转 θ 角并计算每个平面上的法向应变幅值和法向应变,当法向应变幅值取得最大值时,设该平面为临界平面 $(\theta_{max}, \phi_{max})$,此时的法向应变幅为最大法向应变幅。此时的各参数为

$$\frac{\Delta \gamma_{max}}{2} = \max_{\substack{1 \leq j \leq p \\ j+1 \leq m \leq p}} \left[\frac{1}{2} \sqrt{(\gamma'_{max,xy}(j) - \gamma'_{max,xy}(m))^2 + (\gamma'_{max,xz}(j) - \gamma'_{max,xz}(m))^2} \right] \quad (29)$$

$$\Delta \varepsilon_{\max} = \max_{\substack{1 \leq j \leq p \\ j+1 \leq m \leq p}} \{ \varepsilon'_{\max, x}(j) - \varepsilon'_{\max, x}(m) \} \quad (30)$$

2.3 温度相关参数的确定

在变温条件下,本构模型中的各参数为温度的函数。本文通过对表 2 中 300、550 和 650 °C 的参数优化值进行拟合,获得各参数关于温度的拟合函数,如图 10 所示。

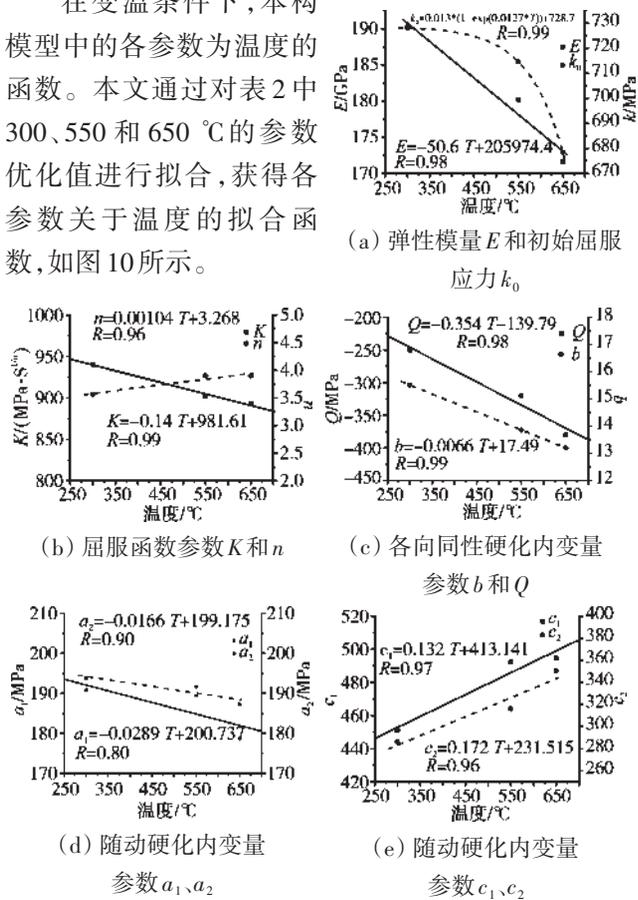


图 10 本构模型各参数关于温度的拟合函数

3 模型验证

3.1 常温多轴疲劳力学行为模拟

对在 20 °C 下 GH4169 合金在 5 种加载条件下的疲劳进行模拟。5 种加载条件分别为轴向加载、扭转加载、比例加载、45° 非比例加载以及 90° 非比例加载。常温下损伤参数 S_1 和 S_2 取 9.3 和 $5.7^{[4-5]}$ 。

在 20 °C 第 200 次循环的轴向、扭向应力应变关系如图 11 所示。从图中可见,轴向的应力峰谷值均与

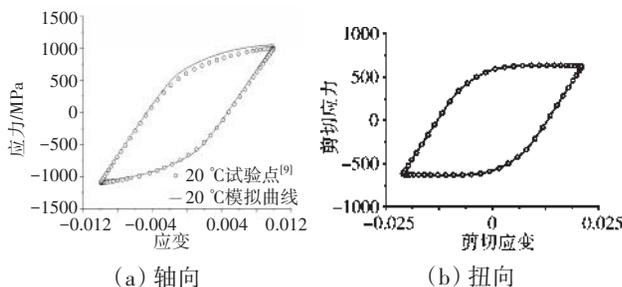


图 11 20 °C 第 200 次循环轴向、扭向应力应变关系

试验结果吻合,证明了本构模型的有效性。但是对于轴向加载,迟滞回线模拟曲线的正向塑性加载阶段略大于试验曲线。由于材料的疲劳主要由应力峰谷值决定,因此正向塑性加载阶段的偏差不会影响疲劳寿命评估。

在 20 °C 第 200 次循环比例加载轴向、扭向应力应变关系如图 12 所示。本文计算了 45° 和 90° 非比例加载下不同应变幅的迟滞回线,来研究应变幅对材料疲劳行为的影响。

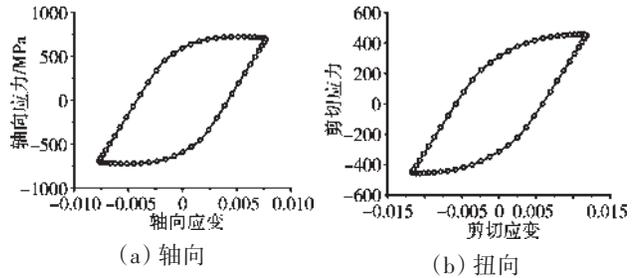


图 12 在 20 °C 第 200 次循环比例加载轴向、扭向应力应变关系

在 20 °C 第 200 次循环 45° 非比例加载轴向、扭向应力应变关系如图 13 所示。从图中可见,在 45° 非比例加载下,应变幅对应力峰谷值的影响较大,而对迟滞回线的形状影响很小。

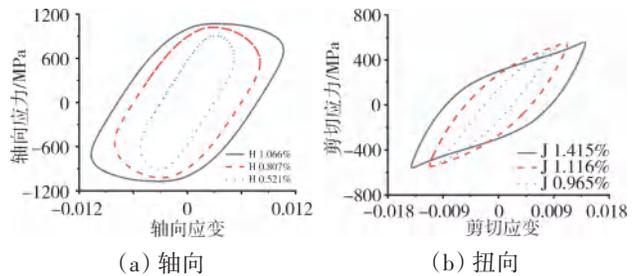


图 13 在 20 °C 第 200 次循环 45° 非比例加载轴向、扭向应力应变关系

在 20 °C 第 200 次循环 90° 非比例加载轴向、扭向应力应变关系如图 14 所示。从图中可见,在 90° 非比例加载下,迟滞回线的形状随着应变幅的增大,由直线

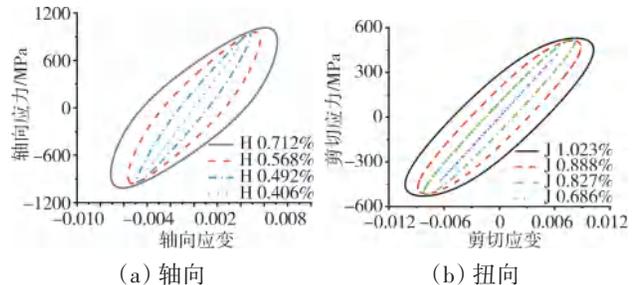


图 14 在 20 °C 第 200 次循环 90° 非比例加载轴向、扭向应力应变关系

渐渐变化为椭圆形。可见对于90°非比例加载,应变幅对应力峰谷值和迟滞回线的形状都有较大的影响。

非比例加载对材料应力应变关系影响较大的原因是当轴向或剪切方向的应变反向加载时,材料可能进入弹性卸载阶段,导致奇点的产生,由于另一方向仍在加载,材料又很快进入塑性加载阶段,忽略了弹性加载阶段,导致应力应变曲线的复杂化。

3.2 高温多轴疲劳力学行为模拟

为了验证本文建立的模型适用于高温载荷,对650℃下GH4169在3种多轴加载条件下的疲劳试验进行模拟,3种加载条件分别为比例加载、45°非比例加载和90°非比例加载。在650℃下损伤参数 S_1 和 S_2 取4.4和7.5^[4-5]

在650℃下第200次循环比例加载轴向、扭向应力应变关系如图15所示。从图中可见,在高温下GH4169合金在轴向和扭向加载过程中存在一定程度的平均应力,使得试验点并不对称,因此模拟曲线和试验曲线没有完全重合。

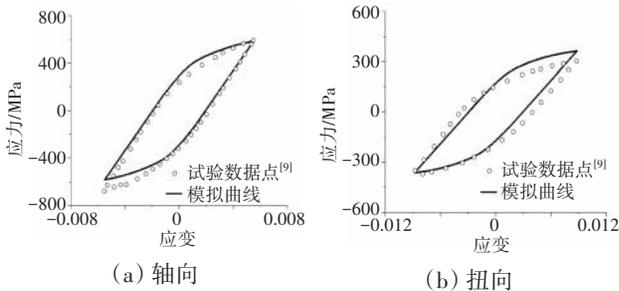


图15 在650℃下第200次循环比例加载轴向、扭向应力应变关系

在650℃下第200次循环45°非比例加载轴向、扭向应力应变关系如图16所示。从图中可见,在45°非比例加载下,平均应力的影响仍然存在轴向加载过程中。

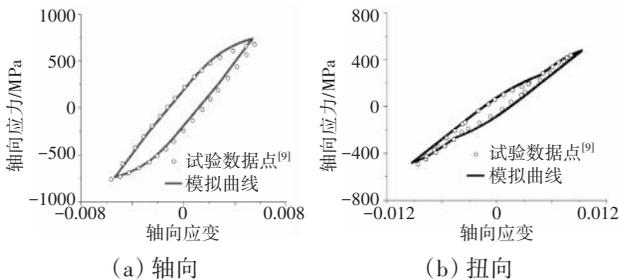


图16 在650℃下第200次循环45°非比例加载轴向、扭向应力应变关系

在650℃下第200次循环90°非比例加载轴向、扭向应力应变关系如图17所示。从图中可见,在轴向

加载过程中平均应力的影响仍然存在,扭转模拟曲线应力偏小。

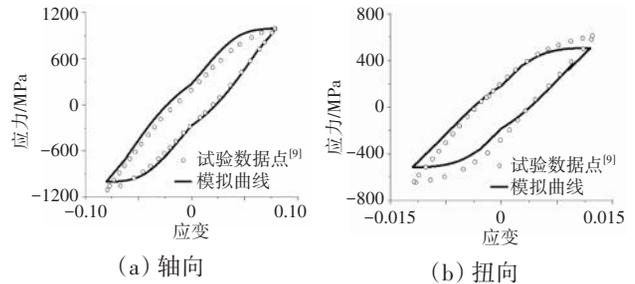


图17 在650℃下第200次循环90°非比例加载轴向、扭向应力应变关系

从图15~17中可见,在650℃3种多轴加载条件下的迟滞回线模拟和试验基本吻合,证明了本文建立的模型适用于高温条件。

3.3 不同温度下多轴疲劳力学行为模拟

分别对3种温度(300、550和650℃)的GH4169合金^[5]进行了单轴轴向加载和圆形路径加载的疲劳试验进行模拟。3种温度下GH4169合金本构模型参数见表3。

表3 300、550和650℃下GH4169合金本构模型参数

$T/^\circ\text{C}$	a_1/MPa	c_1	a_2/MPa	c_2	$K/\text{MPa} \cdot \text{s}^{1/n}$	n	k_0/MPa	b	Q/MPa
300	229	2967	210	210	511	43.7	159	1.9	-150
550	189	4906	204	200	642	38	86	2.8	-300
650	208	4793	219	220	450	26.5	79.68	4.2	-350

3种温度第1、200次循环单轴迟滞回线如图18所示。从图中可见,第1次加载的应力峰谷值和试验结果吻合(图18(a)),但在反向加载的塑性段与试验有差异,反向加载的塑性段的差异在循环加载过程中消失(图18(b))。

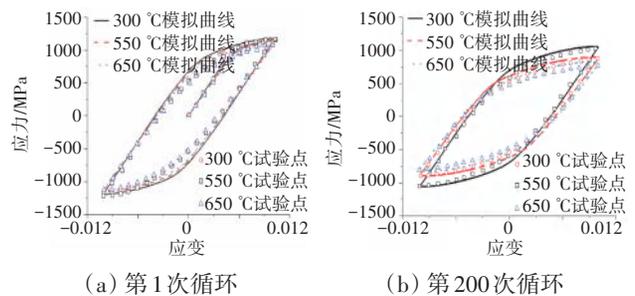


图18 在300、550和650℃下单轴轴向迟滞回线

应变控制迟滞回线包括初始加载阶段,卸载阶段和反向加载阶段。在初始加载阶段中,计算和试验结果一致,但是反向塑性加载阶段计算和试验结果有差异。这是因为随动硬化参数 R 是从单调拉伸试验获得的,而 R 的演化和累积的塑性应变 p 相关。在第1次反向塑性加载阶段,累积塑性应变 p 很小,因此第1

个应力-应变迟滞回线主要通过单调曲线获得。随着加载和卸载循环加载,随着 R 的演化,计算值与试验值逐渐接近,在第 200 次循环时模拟与试验吻合较好。由于材料的疲劳主要由应力峰值决定,因此反向塑性加载阶段的偏差不会影响疲劳寿命评估。

在 300、550 和 650 °C 下第 200 次循环圆形加载路径下的迟滞回线如图 19 所示。从图中可见,迟滞回线的模拟与试验基本吻合。证明了本文提出的本构模型对 GH4169 合金的适用性。

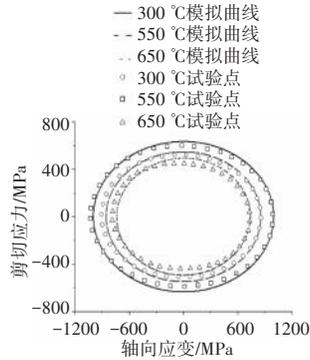


图 19 在 300、550 和 650 °C 下第 200 次循环圆形加载路径下的迟滞回线

3.4 热机械疲劳力学行为模拟

分别对 GH4169 合金在同相位 (IP) 与反相位 (OP) 加载条件下的热机械疲劳试验进行了模拟。IP 和 OP 加载条件如图 20 所示,循环周期为 180 s,机械应变幅为 0.01,温度为 300 ~ 650 °C。

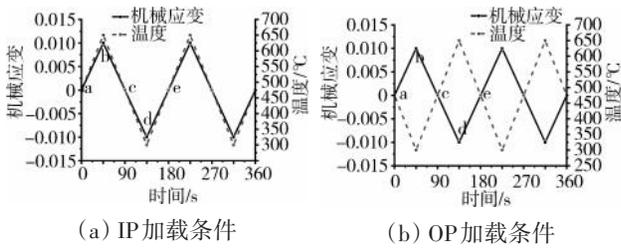


图 20 热机械加载条件

在 IP 和 OP 条件下第 200 次循环迟滞回线如图 21 所示。采用修正后的本构模型的模拟与试验吻合良好,且与未修正的本构模型相比,明显的提高了预测精度,验证了本文本构模型的精确性。

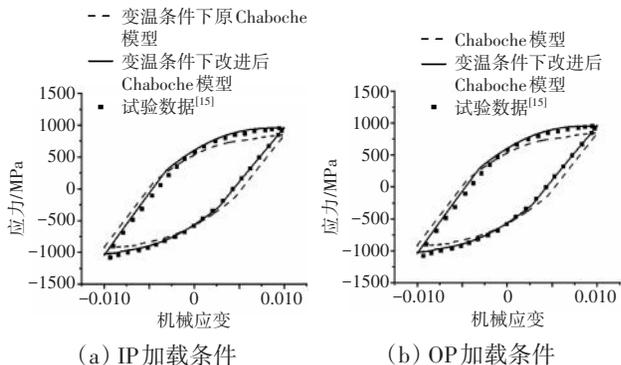


图 21 热机械加载条件下第 200 次循环迟滞回线

从图 21 中可见,在 IP 和 OP 条件下的迟滞回线均具有明显的不对称性:拉压应力不对称和非弹性应变的不对称。在 IP 条件下,最大循环应力幅值小于最小循环应力幅值,平均应力为负值,表现为压应力;在 OP 条件下,最大循环应力幅值大于最小循环应力幅值,平均应力为正值,表现为拉应力。在 IP 条件下,拉伸半周非弹性应变幅值大于压缩半周;在反相位 OP 条件下,拉伸半周非弹性应变幅值小于压缩半周。这是因为在热机械加载条件下,材料的性能会随着温度的变化发生变化,因此尽管机械载荷是对称的,材料在拉伸半周与压缩半周的力学响应差别较大,迟滞回线呈现出明显的不对称性。

从图 21 中还可见,材料无论在 IP 还是 OP 条件下,低温半周的应力幅值较大,高温半周的非弹性应变幅值较大。这是因为高温半周温度较高,材料模量低、抵抗变形能力弱;与高温半周相比,低温半周温度低,材料模量较高、抵抗变形能力强。

在 IP 和 OP 条件下的循环应力响应曲线如图 22 所示。从图中可见,模拟与试验吻合,验证了本构模型的有效性。从图中还可见:在 IP 条件下,应力峰值下降约 240 MPa,应力谷值应力下降约 150 MPa;OP 条件下,应力峰值下降约 140 MPa,应力谷值下降约 230 MPa。因此,无论在 IP 还是 OP 条件下,材料在应力峰值和谷值的循环软化程度不同,且高温半周循环软化程度较大。与等温循环应力响应行为不同,热机械循环应力响应曲线无明显循环稳定阶段。

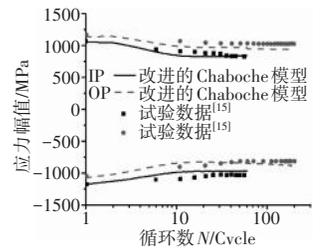


图 22 热机械加载条件下循环应力响应曲线

4 结论

(1) 本文提出的本构模型可以描述比例和非比例加载下的材料力学行为,模型中的随动硬化项可以有效地描述应力峰值的复杂变化。在不同温度下的预测与试验吻合较好。

(2) 非比例强化因子对材料非比例加载条件下的力学行为有明显影响。临界面法可以合理地表征非比例强化因子。粘塑性势函数修正系数可以明显提高了热机械力学行为的预测精度。

(3) 无论 IP 还是 OP 热机械加载条件下,材料低温

半周的应力幅值较大,高温半周的非弹性应变幅值和循环软化程度较大。

参考文献:

- [1] Dunne F P E , Hayhurst D R . Continuum damage based constitutive equations for copper under high temperature creep and cyclic plasticity [J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1992, 437(1):545-566.
- [2] Chaboche J L. Constitutive equations for cyclic plasticity and cyclic viscoplasticity[J]. International Journal of Plasticity, 1989, 5(3): 247-302.
- [3] Rémy L, Szymtka F , Bucher L . Constitutive models for bcc engineering iron alloys exposed to thermal - mechanical fatigue[J]. International Journal of Fatigue, 2013, 53(Complete):2-14.
- [4] Hu X N , Zhang G L , Yang X G , et al. Finite element analysis and life modeling of a notched superalloy under thermal mechanical fatigue loading[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2018, 165:51-58.
- [5] Sun J, Yuan H. Cyclic plasticity modeling of nickel-based superalloy Inconel 718 under multi-axial thermo-mechanical fatigue loading conditions[J]. International Journal of Fatigue, 2019, 119:89-101.
- [6] 徐涛, 高行山, 温志勋, 等. 镍基单晶高温合金热机械疲劳本构模型研究[J]. 稀有金属材料与工程, 2015, 44(1):108-112.
XU Tao, GAO Hangshan, WEN Zhixun, et al. Thermo-mechanical fatigue constitutive model for nickel-based single crystal superalloys [J]. Rare Metal Materials and Engineering, 2015, 44(1): 108-112. (in Chinese)
- [7] 张克实, Brocks W. Chaboche 热粘塑性损伤模型的应用研究[J]. 航空动力学报, 2002(5):615-622.
ZHANG Keshi, Brocks W. Application study of Chaboche thermoviscoplastic damage model[J]. Journal of Aerospace Power, 2002(5):615-622. (in Chinese)
- [8] 徐可君, 王永旗, 秦海勤, 等. 基于 Chaboche 理论的 GH901 合金本构模型改进[J]. 航空发动机, 2017, 43(5):39-47.
XU Kejun, WANG Yongqi, QIN Haiqin, et al. Improvement of GH901 alloy constitutive model based on Chaboche theory [J]. Aviation Engine, 2017, 43(5): 39-47. (in Chinese)
- [9] 李鑫. 基于损伤力学的 GH4169 高温多轴寿命预测研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.
LI Xin. Research on GH4169 high temperature multiaxial life prediction based on damage mechanics[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2019. (in Chinese)
- [10] Anzellotti G. On the existence of the rates of stress and displacement for the Prandtl-Reuss plasticity[J]. Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America, 1985, 41(14): 5034-5037.
- [11] Frederick C O , Armstrong P J . A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect[J]. Materials At High Temperatures, 2007, 24(1):1-26.
- [12] 杨晓光. 粘塑性本构理论及其应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2013:21-22.
YANG Xiaoguang. Viscoplastic constitutive theory and its application [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2013: 21-22. (in Chinese)
- [13] Lemaitre J, Plumtree A. Application of damage concepts to predict creep-fatigue failures[J]. Journal of Engineering Materials and Technology, 1979(3): 284-292.
- [14] Lemaitre J, Chaboche J L. Mechanics of solid materials[J]. Journal of Engineering Mechanics, 1992, 119(3):642-643.
- [15] 刘飞龙. 镍基高温合金热机械疲劳行为及寿命预测方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.
LIU Feilong. Research on thermomechanical fatigue behavior and life prediction method of nickel-based superalloy[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics. 2019. (in Chinese)

(编辑: 程海)

航空发动机球轴承剥落故障模式分析

杨景来^{1,2}, 佟文伟^{1,2}, 李青¹, 刘宇佳¹, 修攀瑞¹, 赵聪^{1,2}

(1. 中国航发沈阳发动机研究所, 2. 中国航空发动机集团航空发动机动力传输重点实验室: 沈阳 110015)

摘要: 为研究航空发动机球轴承的剥落故障模式, 利用原子发射光谱技术、自动磨粒分析技术、铁谱技术及能谱分析技术对球轴承加速等效试验滑油中磨粒的数量、大小、形貌及成分等信息进行分析。结果表明: 金属颗粒污染物导致轴承出现初始疲劳剥落; 球轴承剥落的特征磨粒为滚动疲劳磨粒和球形磨粒, 内衬套微动磨损的特征磨粒为铁的黑色氧化物和红色氧化铁磨粒; 临近轴承失效时, 滑油中 Fe 元素质量分数由 7.49×10^{-6} 增大至 21.74×10^{-6} , 特征磨粒数量也由 48.9 个/mL 急剧增加至 1433.8 个/mL, 且特征磨粒直径主要分布在 25~50 μm 。金属颗粒污染物的存在使轴承承力内半圈滚道加速出现接触疲劳剥落, 滚道剥落到一定程度后, 在轴向力、摩擦力及预紧力等综合作用下在内衬套与承力内半圈接触处发生微动磨损, 进一步加剧了滚道的疲劳剥落, 最终导致球轴承失效。

关键词: 航空发动机; 球轴承; 铁谱技术; 能谱分析技术; 微动磨损

中图分类号: V233.4+5

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.03.025

Spalling Failure Mode Analysis of Aeroengine Ball Bearings

YANG Jing-lai^{1,2}, TONG Wen-wei^{1,2}, LI Qing¹, LIU Yu-jia¹, XIU Pan-rui¹, ZHAO Cong^{1,2}

(1. AECC Shenyang Engine Research Institute, 2. AECC Key Laboratory of Power Transmission Technology on Aero-engine: Shenyang 110015, China)

Abstract: To study the spalling failure mode of aeroengine ball bearings, atomic emission spectroscopy, automatic wear particle analysis, ferrography, and energy-dispersive X-ray spectroscopy analysis were used to analyze the number, size, morphology, and composition of the wear particles in the lubricating oil from the equivalent accelerated test of ball bearings. The results show that the metal particle contaminants lead to the initial fatigue spalling of the bearing. The characteristic particles of the ball bearing spalling were rolling fatigue particles and spherical particles. The characteristic particles of neck bushing fretting wear were black iron oxide and red iron oxide particles. Approaching bearings failure, the mass fraction of iron element in the lubricating oil increased from 7.49×10^{-6} to 21.74×10^{-6} , the number of characteristic particles also increased sharply from 48.9/mL to 1433.8/mL, with the size of particles distributed mainly in the range of 25 to 50 microns. The presence of metal particle contaminants accelerated the contact fatigue spalling of the raceway of the load-bearing inner half ring. After the raceway spalling to a certain extent, the fretting wear occurred at the interface between the bushing and the inner half ring under the combined effect of axial force, friction, and preload, which further aggravated the fatigue spalling of the raceway and ultimately led to the failure of the ball bearing.

Key words: aeroengine; ball bearing; ferrography; energy-dispersive X-ray spectroscopy analysis; fretting wear

0 引言

航空发动机球轴承长期在高速、高温及高变载荷的苛刻条件下工作, 剥落故障为轴承常见故障之一, 轴承失效将严重影响发动机安全^[1-3]。剥落引起轴承表面材料损失^[4-5], 部分损失的材料会破碎成细小磨粒悬浮于滑油中, 因此可通过监测滑油中磨粒的数量、

类型、尺寸、形貌、颜色、成分等特征信息监控轴承磨损状态^[6-7]。

航空发动机滑油磨粒监测主要分为在线监测与离线监测^[8-9]。在线监测技术是基于光学特性、声学特性、电或磁特性的磨粒监测方法。Cao 等^[9]改进了在线可视铁谱技术, 并以改进的模型研究了柴油机的磨损趋势; 赵小飞^[10]通过对比几种在线磨粒监测方法,

收稿日期: 2023-03-20 基金项目: 航空动力基础科研项目资助

作者简介: 杨景来(1989), 男, 硕士, 工程师。

引用格式: 杨景来, 佟文伟, 李青, 等. 航空发动机球轴承剥落故障模式分析[J]. 航空发动机, 2024, 50(3): 169-174. YANG Jinglai, TONG Wenwei, LI Qing, et al. Spalling failure mode analysis of aeroengine ball bearings[J]. Aeroengine, 2024, 50(3): 169-174.

提出利用改进的电感式磨粒监测传感器对滑油中的磁性和非磁性金属磨粒进行在线监测。离线监测技术主要包括光谱分析^[11]、自动磨粒分析^[12]、铁谱分析^[13]及能谱分析^[14]。郎宏等^[11]研究了影响光谱分析的主要因素,并通过Fe等元素的变化趋势监测燃气轮机主轴承篦齿的异常磨损;孙佳斯等^[12]介绍了光谱分析、自动磨粒分析、铁谱分析及能谱分析在燃气轮机球轴承失效分析中的应用,并对球轴承的异常磨损状态提出告警;周俊丽等^[13]基于铁谱分析技术,结合BP神经网络等进行磨粒识别,综合评价机械装备的磨损状态;陈超等^[14]利用能谱分析等技术研究了发动机主轴承的失效模式;Reda等^[15]分析了滑动表面间的6种磨损机理,并研究了每种磨损机理相对应的特征磨粒。在线监测方法受限于传感器的发展,主要检测滑油中一定尺寸磨粒的数量,无法有效辨别磨粒类型;光谱分析与自动磨粒分析无法确定磨粒的形貌、颜色等特征,铁谱分析技术由于缺少发动机磨损相关的磨粒图谱,应用亦受到限制。目前,发动机利用在线监测方法检测滑油中粒径大于 $150\ \mu\text{m}$ 磨粒的质量分数;利用光谱分析技术和自动磨粒分析技术检测滑油中粒径小于 $100\ \mu\text{m}$ 磨粒的质量分数及类型。轴承剥落存在1个演变过程,现行的在线监测、离线监测技术无法有效分析轴承的失效过程;在轴承损伤严重时,引起轴承失效的证据可能丢失^[16],导致无法确定其失效的根本原因。

在发动机球轴承加速等效试验中,承力内半圈滚道出现疲劳剥落,内半圈端面及内衬套存在异常磨损。本文综合利用原子发射光谱技术、自动磨粒分析技术、铁谱技术及能谱分析技术对滑油中磨粒的数量、大小、形貌及成分等进行深入分析,研究磨粒的变化规律及轴承的故障模式,建立滑油磨粒与轴承剥落演变的对应关系,分析发动机球轴承剥落故障模式。

1 加速等效试验

为研究发动机球轴承的有关工作性能,利用轴承试验器开展加速等效试验,模拟轴承在发动机上的转速、载荷、装配关系和润滑条件,轴承安装结构如图1所示。润滑条件:使用4010合成润滑油,双向侧喷润滑,供油滤精度为 $40\ \mu\text{m}$,供油温度为 $(85\pm 5)\ ^\circ\text{C}$,供油流量为 $6\sim 9\ \text{L}/\text{min}$,轴承外圈正常温度约为 $170\ ^\circ\text{C}$ 。

2 故障现象

试验至402.5 h时,轴承温度急剧升高至 $190\ ^\circ\text{C}$,紧急停止试验后分解检查,发现轴承承力内半圈及内衬套发生异常磨损,滚珠未发生明显磨损。

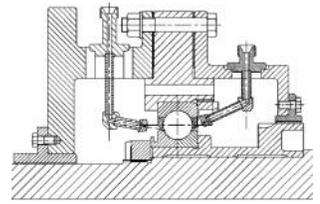
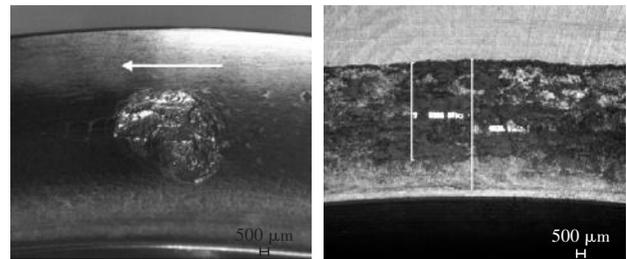


图1 试验轴承安装结构

承力内半圈滚道表面存在1处长约 $6.87\ \text{mm}$ 、宽约 $5.02\ \text{mm}$ 的疲劳剥落坑,如图2(a)所示。从图中可见,剥落坑长度方向与轴承滚动方向一致,坑底呈亮金属色,周围可见明显的材料挤压痕迹,并在沿滚珠滚动方向存在滑蹭拖曳痕迹;承力内半圈滚道其他部位表面沿周向存在大量尺寸较小的疲劳剥落浅坑;滚道磨损部位未见明显高温变色现象。承力内半圈与内衬套的接触端面存在磨损痕迹,如图2(b)所示。



(a) 滚道磨损

(b) 端面磨损

图2 承力内半圈滚道和端面磨损形貌

从图中可见,磨损部位部分表面粘附1层不均匀的黑色物质;对应的内衬套接触端面同样存在1层黑色物质,如图3所示。从图中可见,其沿径向自内向外(箭头方向)逐渐减少,且黑色物质表面存在轻微的周向划痕。



图3 内衬套端面磨损形貌

3 磨粒分析结果

轴承试验过程中,每100 h接取一次滑油样品,进行光谱分析、自动磨粒分析及铁谱分析,并对400 h滑油中的典型特征磨粒进行能谱分析。文中涉及的滑油磨粒分析设备有:Spectroil M型滑油光谱仪、LNF-Q200型自动磨粒分析仪、T2FM型分析式铁谱仪及Sigma 500扫描电子显微镜。

3.1 光谱分析

Spectroil M 型滑油光谱仪主要检测滑油中粒径小于 10 μm 颗粒的元素质量分数。滑油中 Fe 元素质量分数变化趋势如图 4 所示。从图中可见,300 h 前逐渐降低,400 h 时急剧升高(由 300 h 的 7.49×10^{-6} 增长至 21.74×10^{-6}),说明轴承组件的磨损量先逐渐减少,后急剧增加。滑油中 Cr、Mo、V、Ni 元素质量分数随试验时间缓慢增长(如图 5 所示),表明含有上述元素的零部件的磨损量随试验时间推移而缓慢增加。

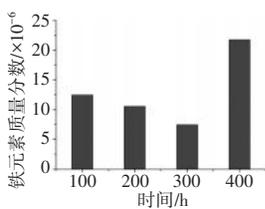


图 4 滑油中铁元素质量分数变化趋势

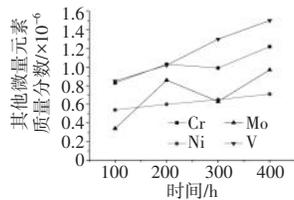


图 5 滑油中其他元素质量分数

3.2 自动磨粒分析

LNF-Q200 型自动磨粒分析仪能够将滑油中长轴 20 ~ 100 μm 范围内的颗粒区分为疲劳磨粒、严重滑动磨粒、切削磨粒和非金属磨粒,且具备鉴别滑油中气泡和水滴的能力。疲劳磨粒、严重滑动磨粒和切削磨粒作为判断轴承磨损状态的特征磨粒,其数量及尺寸分布可反映轴承组件的磨损类型和磨损程度。本项试验过程中滑油自动磨粒分析结果如图 6 所示。从图中可见,主要为疲劳磨粒和严重滑动磨粒,并伴有个别切削磨粒,说明试验球轴承磨损类型主要为疲劳磨损,其次为滑动磨损;特征磨粒总量 300 h 前逐渐降低,400 h 时急剧增加(由 48.9 个/ml 急剧增长至 1433.8 个/ml),与滑油中 Fe 元素质量分数的变化趋势基本一致。

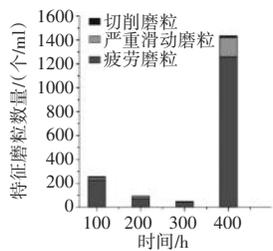
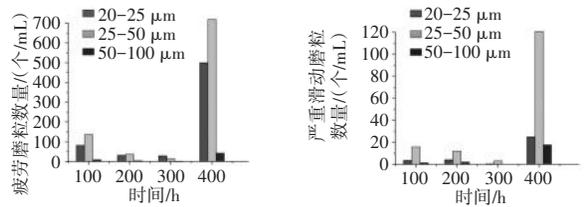


图 6 滑油自动磨粒分析结果

滑油中不同尺寸范围的疲劳磨粒、严重滑动磨粒数量如图 7 所示,主要分布在 20 ~ 50 μm。从图中可见,轴承试验至 300 h 前,25 ~ 50 μm 范围内的磨粒与 20 ~ 25 μm 范围内的磨粒数量逐渐接近;试验进行到 400 h 时,25 ~ 50 μm 范围内的磨粒数量明显多于 20 ~ 25 μm 范围内的磨粒,同时 50 ~ 100 μm 范围内的

磨粒数量也出现明显增长。

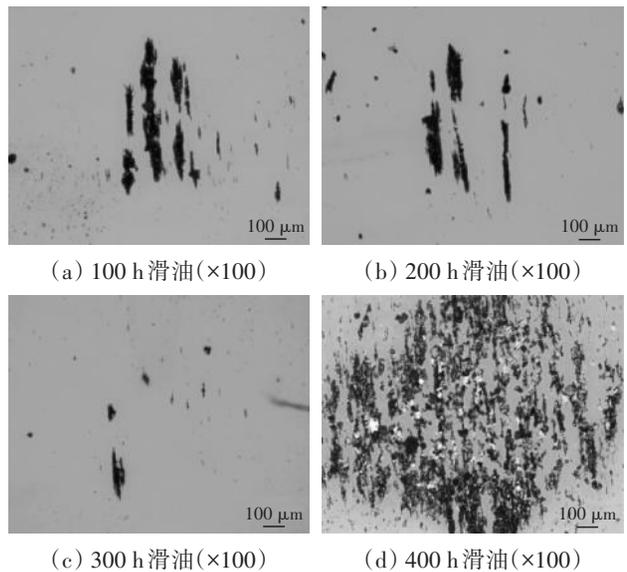


(a) 疲劳磨粒数量 (b) 严重滑动磨粒数量

图 7 滑油中不同尺寸范围的疲劳和严重滑动的磨粒数量

3.3 铁谱分析

T2FM 型分析式铁谱仪适用于 0 ~ 800 μm 范围内磁性磨粒的分析,利用双色显微镜观察铁谱片上磨粒的数量、类型、尺寸、形貌、颜色等信息。本项试验过程中的滑油铁谱分析结果如图 8 所示。从图中可见,轴承试验至 300 h 前,滑油中磨粒总量随试验时间不断减少;磨粒主要为黑色磨粒,同时伴有少量银白色疲劳磨粒和球形磨粒^[17];黑色磨粒减少时,疲劳磨粒也同步减少。400 h 时,黑色磨粒和银白色磨粒数量急剧增加,并出现大量灰色或暗灰色片状磨粒。



(a) 100 h 滑油($\times 100$) (b) 200 h 滑油($\times 100$)
(c) 300 h 滑油($\times 100$) (d) 400 h 滑油($\times 100$)

图 8 滑油铁谱分析结果

为进一步分析球轴承失效前的磨粒,在更大放大倍数下观察 400 h 滑油铁谱片上的典型特征磨粒,如图 9 所示。100 倍下的铁谱图像如图 9(a) 所示,图 9(a) 标注区域内典型磨粒 500 倍下的铁谱图像如图 9(b) ~ (d) 所示。在绿色透射光、白色反射光下的观察效果如图 9(b) 所示,图中包含暗灰色磨粒、铁的黑色氧化物及银白色疲劳磨粒:黑色磨粒表现为表面粗糙不平的“岩石状”堆聚物,且磨粒表面有微小的蓝色和桔黄色斑点,为铁的黑色氧化物^[15];灰色或暗灰色磨

粒大部分呈片状,表面粘附或镶嵌有细小亮色磨粒,边缘具有直棱边,部分磨粒表面存在沿长轴方向的连续划痕;银白色磨粒大部分呈平片状,表面光滑并具有随机曲折的轮廓,为典型的疲劳磨粒^[18]。在绿色透射光、红色反射光下的观察效果如图9(c)所示,图9(b)中银白色磨粒呈亮红色,暗灰色磨粒的红色稍暗,黑色磨粒呈暗红色,可知红色反射光下磨粒的明亮程度与其氧化程度有关。在白色透射光下的观察效果如图9(d)所示,图9(b)中的大部分暗灰色片状磨粒呈红棕色,为红色氧化铁磨粒^[15],属扁平的滑动磨损磨粒,产生于润滑不良的滑动磨损条件。

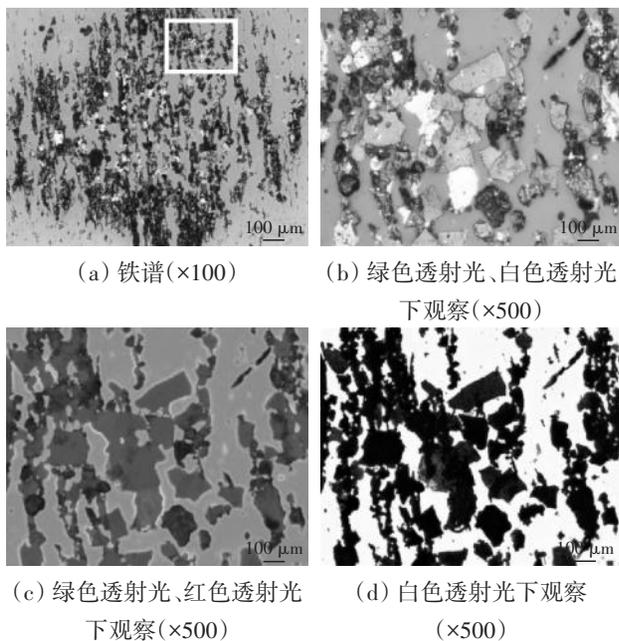


图9 400 h滑油典型特征磨粒

3.4 典型特征磨粒能谱分析结果

400 h滑油铁谱片上典型特征磨粒的能谱分析结果见表1,主要有3类:第1类主要含Fe、Cr、Ni、Mo、W、V元素,与16Cr₃NiWMoVNbE的主要元素质量分数相近,判断为16Cr₃NiWMoVNbE,对应的零件为轴承内衬套;第2类主要含Fe、Cr、Ni、Mo、V元素,与M50NiL的主要元素质量分数相近,判断为M50NiL,对应的零件为轴承内、外圈;第3类主要含Fe、Cr、Mo、V元素,与M50的主要元素质量分数相近,判断为M50,对应的零件为轴承滚珠。第1类磨粒主要是铁的黑色氧化物、红色氧化铁磨粒及少量银白色的疲劳磨粒,滑油中磨粒大部分为该类磨粒;第2类磨粒主要是尺寸较大的银白色滚动疲劳磨粒;第3类磨粒也为银白色的滚动疲劳磨粒,且该类磨粒数量明显少于

第2类磨粒的。

表1 磨粒能谱分析结果

	Fe	Cr	Ni	Mo	W	V	O
1	83.9	2.6	1.6		0.4	0.5	11.1
2	92.9	2.7	1.4		0.9	0.4	1.6
3	84.8	2.6	1.6		1.0	0.5	9.5
4	68.9	2.7	1.5		0.7	0.4	25.8
5	88.0	3.8	3.2	3.9		1.1	
6	88.1	3.8	3.4	4.0		0.7	
7	87.5	3.7		3.9		0.7	4.3

4 分析讨论

4.1 试验初期黑色磨粒性质分析

为分析试验初期滑油中大量黑色磨粒的性质,在放大500倍下对比100 h与400 h滑油中的黑色磨粒,如图10所示。从图中可见,100 h时黑色磨粒表现为边缘圆润、表面光滑的“鹅卵石状”细小颗粒,400 h时黑色磨粒表现为边缘不规则、表面粗糙的“岩石状”堆聚物,判断100 h滑油中黑色磨粒的产生机理不同于轴承失效前因高温或润滑不良而产生的铁的黑色氧化物。杨其明^[19]认为滤器及滑油蒸发等因素会造成磨粒的消耗,滑油中磨粒的数量取决于其产生量与消耗量的关系,若消耗量大于产生量,磨粒数量会减少;轴承试验至300 h时,滑油中黑色磨粒明显减少,说明试验初期轴承几乎没有产生新的黑色磨粒。400 h滑油中出现大量铁的黑色氧化物,并伴随大量疲劳磨粒和红色氧化铁磨粒的产生,说明轴承磨损状态恶化。综上所述,100 h滑油中的大量黑色磨粒为滑油系统内存在的金属颗粒污染物。

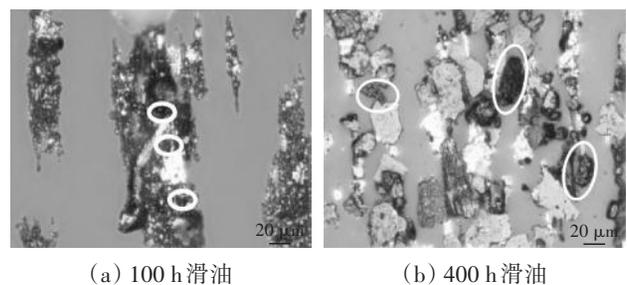


图10 不同试验时间黑色磨粒对比

4.2 磨粒与轴承磨损形貌对比分析

试验过程中,球形磨粒^[17]的存在及Cr、Ni、Mo等元素的缓慢增加说明轴承工作面发生了滚动疲劳磨损,且磨损量随试验时间缓慢增加。轴承失效前2.5 h(即400 h时)磨粒总量和大尺寸磨粒数量急剧增加,

主要为铁的黑色氧化物、红色氧化铁磨粒及疲劳磨粒。结合表 1 中的能谱分析结果,可知轴承失效前 2.5 h 滚珠发生了轻微疲劳磨损,轴承内或外圈滚道发生了严重滚动疲劳磨损,内衬套发生了严重的疲劳磨损和滑动磨损,且内衬套在磨损过程中存在高温或润滑不良现象。

轴承承力内半圈滚道剥落坑的微观形貌如图 11 所示。从图中可见,坑底可见严重的片状碾压磨损特征,个别位置存在细小裂纹;剥落坑边缘存在多处微裂纹。承力内半圈宏观、微观形貌表明金属颗粒污染物在承力内半圈滚道上形成接触应力较大的小压坑,导致滚道处发生疲劳剥落^[20]。承力内半圈滚道、内衬套的磨损形貌分析结果与滑油磨粒分析结果基本一致。

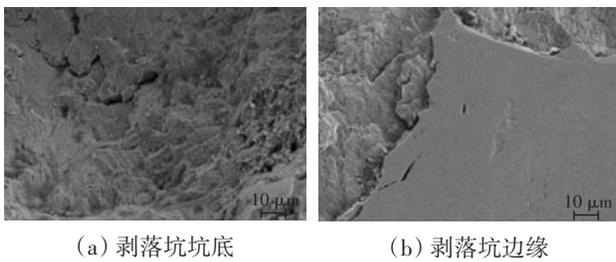


图 11 承力内半圈滚道剥落坑微观形貌

4.3 磨粒变化规律及球轴承剥落故障模式分析

试验球轴承结构如图 12 所示。从图中可见,在预紧力和轴向力的作用下,内圈压紧螺母、轴承内圈及内衬套在试验中保持相对静止,不应出现磨损。本次试验,内衬套与承力内半圈的接触面发生磨损,说明承力内半圈与内衬套存在相对运动。依据周仲荣的微动磨损理论^[21-22],轴承内衬套与承力内半圈接触面的磨损为微动磨损。

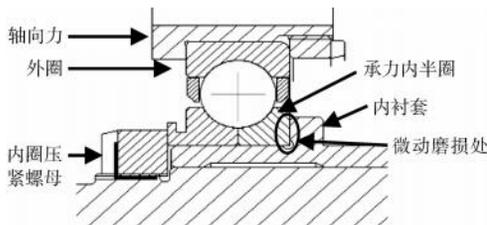


图 12 故障轴承结构

磨粒变化规律及球轴承剥落故障模式分析:(1)金属颗粒污染物导致承力内半圈滚道出现初始疲劳剥落,产生少量疲劳磨粒和球形磨粒;(2)金属颗粒污染物减少后,滚道处疲劳剥落程度减缓,大尺寸疲劳磨粒数量亦相应减少;(3)滚道剥落处的润滑油成膜

能力变差,滚珠与滚道间的摩擦力增加,在轴向力、摩擦力及预紧力等综合作用下承力内半圈与内衬套间出现微动,发生微动磨损,产生大量铁的黑色氧化物、红色氧化铁颗粒及少量疲劳磨粒;承力内半圈与内衬套间的微动磨损使滚道处的疲劳磨损急剧增加,产生大量银白色片状疲劳磨粒,最终导致轴承失效。

4.4 发动机球轴承剥落故障实例

使用文中所述型号球轴承的发动机服役 416 h 后,分解发现:轴承承力半内圈滚道发生剥落,大小为 3 mm×2 mm,滚道其他部位沿周向存在大量小麻坑,如图 13(a)所示;麻坑放大形貌如图 13(b)所示;承力内半圈与定距套的接触端面存在明显的微动磨损,如图 13(c)所示;承力内半圈的内径面存在轻微的微动磨损,如图 13(d)所示。滚动体上无明显划伤或剥落。分析结果表明:硬质颗粒在轴承滚道表面产生压坑,导致压坑处润滑油膜中断,在压坑边缘产生应力集中,最终导致剥落的产生。该实例中的发动机球轴承剥落原因及故障模式与文中所述基本一致。

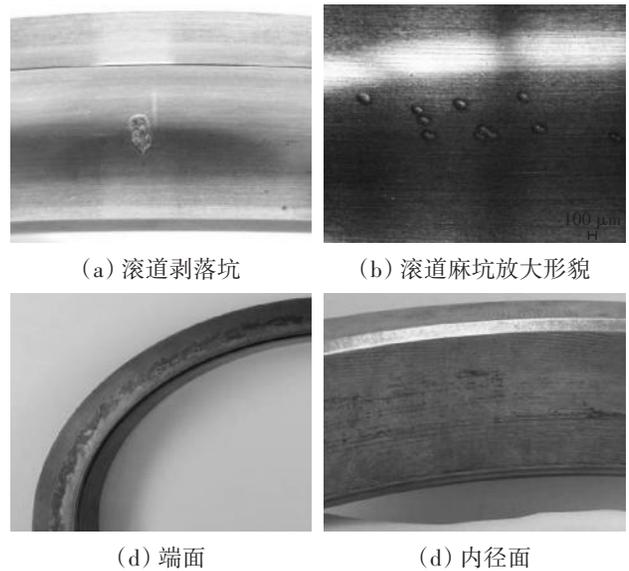


图 13 发动机球轴承承力内半圈故障形貌

5 结论

(1)滑油中磨粒的数量、大小、形貌、成分等信息及其变化规律能有效反映球轴承的磨损状态,并在发动机运行过程监控轴承剥落的演变过程。

(2)航空发动机球轴承剥落故障模式:轴承承力内半圈滚道首先出现疲劳剥落,剥落到一定程度后,在轴向力、摩擦力及预紧力等综合作用下内衬套与承力内半圈的接触面发生微动磨损,进一步加剧滚道处

的疲劳剥落,最终导致轴承失效。

参考文献:

- [1] 班君,刘秀莲,罗燕,等. $W_9Cr_4V_2Mo$ 钢滚动轴承剥落原因分析与预防[J]. 失效分析与预防, 2015, 10(4): 238-242.
BAN Jun, LIU Xiulian, LUO Yan, et al. Cause analysis and prevention of flaking of $W_9Cr_4V_2Mo$ steel rolling bearing[J]. Failure Analysis and Prevention, 2015, 10(4): 238-242. (in Chinese)
- [2] 彭朝林,谢小鹏,陈祯. 润滑因素与滚动轴承失效的关系研究[J]. 润滑与密封, 2015, 40(8): 26-30.
PENG Chaolin, XIE Xiaopeng, CHEN Zhen. Research on relationship between lubrication factors and failure mechanism of rolling bearing[J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(8): 26-30. (in Chinese)
- [3] 李青,杨纯辉,佟文伟,等. 航空发动机球轴承外圈剥落机理分析[J]. 航空发动机, 2020, 46(5): 10-13.
LI Qing, YANG Chunhui, TONG Wenwei, et al. Spalling mechanism analysis on outer ring of aeroengine ball bearing[J]. Aeroengine, 2020, 46(5): 10-13. (in Chinese)
- [4] 孔德龙,林国昌. 航空发动机主轴轴承主要损伤模式及原因分析[J]. 航空科学技术, 2011(5): 22-24.
KONG Delong, LIN Guochang. Major damage mode and analysis of main shaft bearings of aeroengine [J]. Aviation Science and Technology, 2011(5): 22-24. (in Chinese)
- [5] 徐锐,沈献绍,范强,等. 航空发动机主轴球轴承失效分析[J]. 轴承, 2012(6): 20-24.
XU Rui, SHEN Xianshao, FAN Qiang, et al. Failure analysis on aeroengine spindle ball bearing[J]. Bearing, 2012(6): 20-24. (in Chinese)
- [6] Wakiru J M, Pintelon L, Muchiri P N, et al. A review on lubricant condition monitoring information analysis for maintenance decision support[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 118: 108-132.
- [7] Kumar M, Mukherjee P S, Misra N M. Advancement and current status of wear debris analysis for machine condition monitoring: a review[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2013, 65(1): 3-11.
- [8] 赵方,刘岩,谢友柏. 铁谱分析中的在线与离线技术及其结合探讨[J]. 润滑与密封, 1996, 21(4): 2-4.
ZHAO Fang, LIU Yan, XIE Youbai. Online and offline techniques in ferrography analysis and their combination[J]. Lubrication Engineering, 1996, 21(4): 2-4. (in Chinese)
- [9] Cao W, Dong G N, Xie Y B, et al. Prediction of wear trend of engines via on-line wear debris monitoring[J]. Tribology International, 2018, 120: 510-519.
- [10] 赵小飞. 润滑油中磁性/非磁性金属磨粒的在线监测方法研究[D]. 郑州: 郑州航空工业管理学院, 2022.
ZHAO Xiaofei. Research on on-line monitoring method of ferromagnetic/non-ferromagnetic metal wear particles in lubricating oil [D]. Zhengzhou: Zhengzhou University of Aeronautics, 2022. (in Chinese)
- [11] 郎宏,佟文伟,何山,等. 基于光谱分析技术的磨损故障监测影响因素分析[J]. 航空发动机, 2013, 38(3): 84-88.
LANG Hong, TONG Wenwei, HE Shan, et al. Analysis of influence factors on wear failure monitoring based on spectral analysis technology[J]. Aeroengine, 2013, 38(3): 84-88. (in Chinese)
- [12] Sun J S, Bu J L, Yang J L, et al. Wear failure analysis of ball bearing based on lubricating oil for gas turbine[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2023, 75(1): 36-41.
- [13] 周俊丽,周倩. 基于铁谱分析的机械装备磨损状态综合评价方法[J]. 兵器材料科学与工程, 2022, 45(5): 175-182.
ZHOU Junli, ZHOU Qian. Comprehensive evaluation method of wear state of mechanical equipment based on ferrography analysis[J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2022, 45(5): 178-182. (in Chinese)
- [14] 陈超,曾昭洋,罗军,等. 航空发动机主轴轴承失效模式分析[J]. 润滑与密封, 2020, 45(3): 126-131.
CHEN Chao, ZENG Zhaoyang, LUO Jun, et al. Failure mode analysis of aeroengine spindle bearings[J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(3): 126-131. (in Chinese)
- [15] Reda A A, Bowen E R, Westcott V C. Characteristics of particles generated at the interface between sliding steel surfaces[J]. Wear, 1975, 34: 261-273.
- [16] 滚动轴承损伤和失效术语、特征及原因. GB/T 24611-2020[S]. 北京: 中国标准出版社, 2021: 3-6.
Rolling Bearings Damage and Failures Terms, Characteristics and Causes. GB/T 24611-2020[S]. Beijing: Standards Press of China, 2021: 3-6. (in Chinese)
- [17] Scott D, Mills G H. Spherical debris - its occurrence, formation, and significance in rolling contact fatigue[J]. Wear, 1973, 24: 235-242.
- [18] 安德森 D P. 磨粒图谱(修订版)[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 4-5.
Anderson D P. Wear particle atlas (revision)[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 1987: 4-5. (in Chinese)
- [19] 杨其明. 磨粒分析-磨粒图谱与铁谱技术[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2002: 4-5.
YANG Qiming. Wear particle analysis-wear particle atlas and ferrography[M]. Beijing: China Railway Press, 2002: 4-5. (in Chinese)
- [20] 刘振侠,江平. 航空发动机机械系统设计[M]. 北京: 科学出版社, 2022: 211-213.
LIU Zhenxia, JIANG Ping. Mechanical system design of areoengine [M]. Beijing: Science Press, 2022: 211-213. (in Chinese)
- [21] Zhou Z R, Vincent L. Cracking induced by fretting of aluminium alloys [J]. Journal of Tribology, 1997, 119: 36-42.
- [22] 周仲荣. 关于微动磨损与微动疲劳的研究[J]. 中国机械工程, 2000, 11(10): 1146-1150.
ZHOU Zhongrong. On fretting wear and fretting fatigue [J]. China Mechanical Engineering, 2000, 11(10): 1146-1150. (in Chinese)

(编辑: 程海)

《航空发动机》征稿简则

1 本刊简介

《航空发动机》是由中国航空发动机集团有限公司主管、沈阳发动机研究所主办的科技期刊,定位为行业性、专业化和技术类期刊。办刊宗旨为“空、海、陆动力兼顾,重在空海;工程实践与学术研究相结合,重在工程实践”。

本刊为中文核心期刊和中国科技核心期刊,并被美国“乌利希国际期刊指南”、波兰“哥白尼索引”,中国学术期刊(光盘版)、万方数据—数字化期刊群、中文科技期刊数据库、中国核心期刊(遴选)数据库和中国学术期刊网阵等收录。

2 稿件的审核、录用和版权

- 2.1 本刊采用互联网在线投稿(网址:<http://www.avicaeroengine.com>),且稿件从投稿到发表整个流程通过网络在线完成,请按照网站上的投稿要求规范投稿。
- 2.2 编辑部在收到稿件后3个工作日内完成初审,并告知作者其稿件是否受理。对受理稿件,要求作者办理版权协议(保证不涉及国家秘密,无学术不端行为,无知识产权争议,允许本刊编辑和发表)。作者来稿时如无特别声明,即视为作者认可其版权转至本刊编辑部。本刊在与国内外文献数据库或检索系统交流合作时,不需再征询作者意见。在受理稿件后1个月内完成三审,并通知作者其稿件是否录用。对发表稿件,酌付一次性稿费(含网络著作权使用费),同时赠送样刊2册。
- 2.3 编辑部对来稿有权作必要的技术性和文字性修改。文稿自收到之日起2个月未接到录用通知的,作者有权改投他刊。在此之前,请勿一稿多投,否则一切后果自负。
- 2.4 高创新性、具有重大学术价值论文、优秀的国际合作论文、重要基金资助论文在本刊通过三审并录用后,优先发表。

3 来稿要求和注意事项

- 3.1 来稿应具有科学创新性 or 技术先进性,务必论点明确,文字精练,数据可靠。每篇论文(含图、表)一般不超过10000字,必须包括(按顺序):题名、作者姓名、作者单位及邮政编码、摘要、关键词(3~8个)(以上内容要求中英文对照)、中图分类号(V类)、正文、参考文献,并注明该文属何种基金资助(并附基金号)。
- 3.2 题名须准确、简明,一般不超过20字。摘要具有独立引用的价值,第三人称行文,达到300字以上。研究论文摘要须含“目的、方法、结果和结论”四要素,其中“目的”简短具针对性,体现研究科学意义和价值,避免常识及与题目重复;“结果”适当详细,定量结果与定性阐述结合;“结论”概述并避免自我评价。综述摘要须含“背景—综述—结论、观点与展望”三要素,其中“背景”简略,“综述”包含全文概述、进展列述和核心研究适当详述,“结论、观点与展望”要有实质性内容。英文摘要与中文摘要意思相符,符合英文语法要求。关键词,具有规范词、主题性、代表性和检索性。
- 3.3 引言简要说明研究背景、存在问题和研究目的。材料与方法具有足够信息,并具重复操作性。重要结果用“原始数据”,一般性结果用“总结数据”(如平均值、标准偏差)或“转换数据”(如百分数),正确进行统计分析。结果、讨论与结论侧重点分别在于描述说明、比较阐释和论点前景。
- 3.4 图表具有“自明性”,一般在文中第一次提及段落插入。尽量采用彩色插图,图注清楚,同时写出图序、图题。坐标图要标清标线和标值,以及横纵坐标的量和单位;照片图要求分辨率达到300 dpi。表格采用三线表。
- 3.5 参考文献选用原则为充分必要、密切相关、公开出版、完整准确、亲自阅读,避免盲目多引、随意转引、过度自引、故意漏引等。采用“顺序编码制”,即按文献在文中出现先后编号和排序。著录项目完整,要给出文献类型,以及引用页码等。数量以不少于20篇为宜,中文参考文献应在该条文献下附相应的英文。
- 3.6 来稿要符合编辑出版标准化要求,论文编写格式、量和单位符号等必须符合国家标准的规定,外文字符要分清大小写、正斜体,上下角字符的位置高低应区别明显,易混淆的外文字母、符号书写清晰,英文缩略语可在行文中使用,但一般不用作量符号。
- 3.7 来稿如不符合上述要求,编辑部将先退给作者修改,合格后再送审。

JAE 航空发动机

双月刊 1975年3月创刊 第50卷第3期(总第228期) 2024年6月
主管单位:中国航空发动机集团有限公司
主办单位:中国航发沈阳发动机研究所
主 编:蔚夺魁
编辑出版:《航空发动机》编辑部
地 址:辽宁省沈阳市沈河区万莲路1号 (沈阳市428信箱18号 110015)
电 话:024-24281757,24281751
传 真:024-24285673
网 址:www.avicaeroengine.com
电子邮箱:hkfdj606@163.com
发 行:《航空发动机》编辑部
印 刷:沈阳中科印刷有限责任公司
封面设计:顾鹏设计

Started in Mar. 1975 Vol.50 No.3 (Series 228) Jun. 2024
Competent Authority by Aero Engine Corporation of China
Sponsor by AECC Shenyang Engine Research Institute
Editor-in Chief YU Duo-kui
Edited and Published by Editorial Department of Aeroengine
Address by No.1 Wanlian Road, Shenhe District, Shenyang, China
P.O.Box428-18, Shenyang 110015, China
Tel:(86-24)24281757,24281751
Fax:(86-24)24285673
Web site:www.avicaeroengine.com
E-mail:hkfdj606@163.com
Distributed by Editorial Department of Aeroengine
Printed by Shenyang Zhongke Printing Co.Ltd.
Designed by Gupeng.com

刊 号: ISSN 1672-3147
CN 21-1359/V

公开发行

国内定价: 300.00 元 / 年 国外定价: 300.00 美元 / 年

ISSN 1672-3147



9 771672 314245