

基于 Simufact Additive 对 GH4169 旋流机匣激光选区 熔化成形过程工艺仿真研究

周莹超¹, 赵海生^{1,2}, 房立家¹, 刘欢¹, 刘明明¹

(1. 航发优材(镇江)增材制造有限公司, 江苏 镇江 212001; 2. 中国航发北京航空材料研究院, 北京 100094)

摘要:采用 Simufact Additive 软件建立激光选区熔化成形 GH4169 旋流机匣三维瞬态有限元模型, 对该模型进行增材制造过程风险工艺仿真分析。分析了不同工艺参数对应力场及形变量的影响, 获得了最佳工艺参数。利用最佳工艺参数和打印策略进行热-结构耦合场的仿真计算, 分析打印、基板切割、支撑去除以及热处理等各个阶段的变形、温度和应力分布等。结果表明: 零件外侧支撑连接处的应力水平较高, 已超过 1000 MPa, 易造成变形甚至支撑开裂, 因而优化迭代支撑方案, 对其外侧区域添加大量断续片状实体支撑以进行加固和传热优化; 零件在周向各区域均匀向内收缩, 在实际打印时制定了零件的收缩补偿措施; 热处理过程使得应力水平进一步降低, 且均匀化。

关键词: Simufact Additive 数值模拟 激光选区熔化成形 旋流机匣

中图分类号: TG665; V263.1

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)04-0001-06

Simulation of selective laser melting process of GH4169 pre-swirl nozzle based on Simufact Additive

ZHOU Yingchao, ZHAO Haisheng, FANG Lijia, LIU Huan, LIU Mingming

Abstract: The 3D transient finite element model of the selective laser melting process of the GH4169 pre-swirl nozzle was built by using Simufact Additive software, and the simulation analysis of the risks during the additive manufacturing process was carried out. The influence of different process parameters on the stress field and shape variables was analyzed, and the optimum process parameters were obtained. The optimal process parameters and printing strategy were used to simulate the thermal-structure coupling field, and the deformation, temperature and stress distribution at various stages of printing, substrate cutting, support removal and heat treatment were analyzed. The results showed that the stress level of the joint of the lateral support of the part was more than 1000 MPa, which was easy to cause deformation and even support cracking. Therefore, the support scheme was optimized, and a large number of intermittent flake solid supports were added to the lateral area for reinforcement and heat transfer optimization. The parts shrank uniformly inward in each direction of the circumference. The shrinkage compensation measures of the parts were taken in actual printing. The heat treatment process further reduced and homogenized the stress level.

Keywords: Simufact Additive, numerical simulation, selective laser melting, pre-swirl nozzle

0 引言

Simufact Additive 软件可快速建立增材制造的零件模型, 评估零件增材制造的可行性^[1-2], 辅助用户对增材制造零件进行结构优化设计^[3]、材料库建立、工艺参数^[4-6]选择和支撑方案^[7]迭代, 通过多次工艺参数和支撑方案组合和优化, 得到最佳的激光选区熔化成形方案^[8-9]。还可以对增材制造的零件

热处理^[10]、热等静压^[11]、线切割等工艺进行模拟。

增材制造过程伴随着物理、化学变化^[12-13], 往往需要进行大量的工艺方案实验来验证支撑结构、摆放方式等的合理性^[14]。但在实际生产中无法通过昂贵的物理试验及试错过程来进行工艺参数的摸索和最佳工艺方案的制定。因此, 增材制造虚拟仿真技术的应用逐渐增加^[15-17], 在实际生产前进行整个制造过程的模拟分析, 通过对比分析不同成形方

案,预测变形、温度和应力分布等结果。石齐民等^[18]研究了 TiC/Inconel718 复合材料的成形质量,通过 ANSYS 软件建立了成形过程的数学模型,结果发现工艺参数影响了成形件孔隙率。Leitz 等^[19]通过 Comsol Multiphysics 软件模拟了成形件的表面质量,并得到与实验一致的模拟结果。李波^[20]利用 Simufact. forming 对 GH3044 合金异形截面环坯的塑性成形过程进行动态模拟仿真,分析轧制过程中环件的温度场、应变场和轧制力的分布情况及随时间的变化规律,并对产品的工艺参数的设计和优化起到积极的指导作用。

通过 Simufact Wedding 软件建立多层单道电弧增材制造的有限元模型,探究不同工艺下电弧增材成形高温合金的热力场和变形量,与实验对比验证了该模型的准确性。

激光选区熔化成形过程中温度的快速变化使得零件产生热应力和热应变,导致零件变形超限,甚至发生开裂、失效等问题^[21-22],设备上又无法直观体现成形过程中的温度变化情况。为快速预测激光选区熔化成形技术打印零件的过程中以及打印结束后变形情况及残余应力的分布情况,本文以 GH4169 旋流机匣为研究对象,基于 Simufact Additive 软件,通过设置 3D 打印平台,赋予材料物理性能、属性,创建工艺过程,并设置工艺参数,划分体素网格,评估工艺方案的可行性并模拟分析激光选区熔化成形过程,预测分析打印、基板切割、支撑去除以及热处理等各个阶段的变形、温度和应力分布等情况,提早发现问题并提出改进措施。通过变形补偿自动优化设计和调整变形补偿自动优化设计以及调整工艺参数、打印方向、支撑设计、支撑去除顺序、热处理工艺等优化最终的打印结果,确定最优的设计方案。

1 激光选区熔化成形有限元模型

1.1 有限元模型

旋流机匣外形尺寸 $\Phi 506 \text{ mm} \times 66 \text{ mm}$,如图 1 所示,基板尺寸 $650 \text{ mm} \times 650 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$,基板与沉积材料均为 GH4169。本文采用三种不同激光选区熔化成形工艺激光参数,如表 1 所示。图 2 为网格划分后的有限元模型,采用软件内置网格全自动细化方法,通过多次网格划分实验迭代,构建出具有运

算可行性的并足够精细的网格化模型,最终获得的网格尺寸为 $1.6 \text{ mm} \times 1.6 \text{ mm} \times 1.6 \text{ mm}$ 。模型中共有 975 640 个体素单元,1 285 934 个节点,共 39 层。

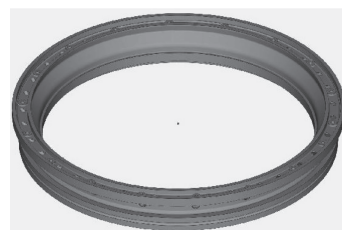


图 1 GH4169 旋流机匣三维模型

表 1 三种不同的工艺参数

参数编号	激光功率 /W	扫描速度 /(mm/s)	层厚 /mm	扫描间距 /mm
P1	320	900	0.05	0.11
P2	260	1000	0.04	0.11
P3	275	960	0.04	0.10

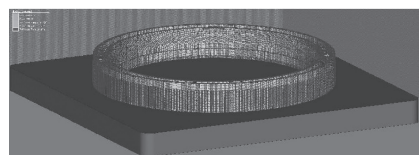


图 2 网格划分

1.2 材料参数

导入 GH4169 高温合金材料基本特性、化学成分、力学性能、流变曲线、固有应变等关键数据, GH4169 化学成分如表 2 所示,其流变曲线见图 3,固有应变值如表 3 所示。

表 2 GH4169 化学成分

合金元素(wt%)							
Ni	Cr	Nb	Mo	Ti	Al	Fe	
50~55	17~21	4.75~5.5	2.8~3.3	0.65~1.15	0.2~0.8	余	
Co	Cu	C	Si	Mn	P	S	B
≤1.00	≤0.30	≤0.08	≤0.35	≤0.35	≤0.015	≤0.015	≤0.006

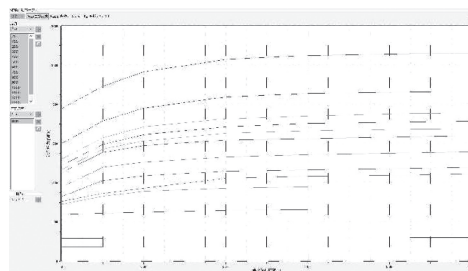


图 3 应力应变曲线

表3 三种不同工艺参数下的固有应变值

参数编号	分布类型	应变类型	层厚/mm	ε_{xx}	ε_{yy}	ε_{zz}
P1	均匀	各向异性	0.05	-0.00657228	-0.00403377	-0.03
P2	均匀	各向异性	0.04	-0.008	-0.006	-0.03
P3	均匀	各向异性	0.04	-0.008	-0.006	-0.03

1.3 模型检查及算力调配

划分网格前,需对模型进行几何检查。划分网格后,需进行网格检查,如图4所示。确定其各处位置网格体积分数较合理,所有实体内部均为红色填充,即实体部分占体素网格(大小为 $1.6\text{ mm} \times 1.6\text{ mm} \times 1.6\text{ mm}$)的比例为100%。并针对旋流机匣的整体环形结构,构建环形分段算法,如图5所示,合理调配CPU算力,提升运算精度与速度。

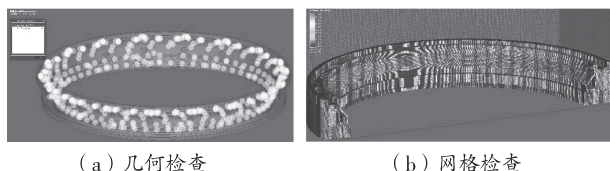


图4 模型检查

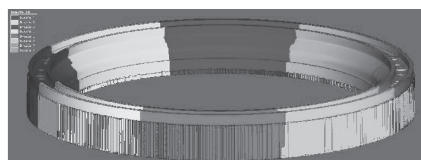


图5 环形分段算法

2 激光选区熔化成形有限元模拟

2.1 不同工艺参数下的应力场

如图6所示,可以看出,P1参数下模拟打印的应力多集中在外部支撑,约800 MPa,而零件本体的应力水平较低,大约500 MPa,且应力分布较为均匀。P2参数下的应力水平较P1有所增大,应力分布趋势与第一种类似,外部支撑所受到的应力水平较大,而零件本体中黄色区域占比明显增加,这说明零件内部的残余应力水平较高,零件存在变形较大的风险。以P3参数打印成形的旋流机匣,与前两种工艺参数相比,等效应力图中黄色区域占比进一步加大,这就说明零件本体的应力水平显著增大,约为740 MPa,但峰值应力水平与P2参数相当。

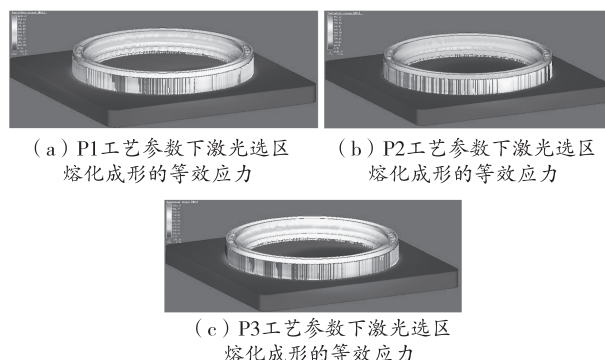


图6 不同工艺参数下激光选区熔化成形的等效应力

2.2 不同工艺参数下的形变量

在这三种工艺参数下得到形变量云图,如图7所示。可以看出,P1参数的形变量最小,P3参数次之,P2的形变量最大。P1参数成形的零件形变量大部分在0.16 mm以下,局部形变量在0.3 mm,并且外径形变为负值,内径形变为正值,零件存在向内收缩的形变;P2工艺参数成形的零件大部分区域形变量在0.38 mm以下,局部形变量达到0.5 mm,并且沿着成形方向,零件的形变越来越大;P3工艺参数成形的零件大部分区域形变量在0.5 mm以下,局部形变量在0.69 mm。较P2参数,P3参数局部变形区域有所增大,并且相较而言,P3变形量最大。

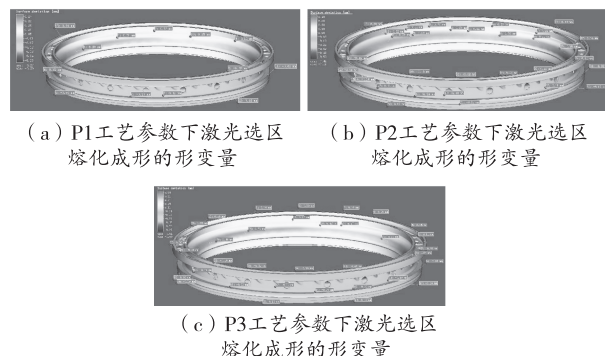


图7 不同工艺参数下激光选区熔化成形的形变量

综上所述,比较三种不同工艺参数下的等效应力和形变量可知,P1参数为最佳参数。

3 最优参数数值模拟

3.1 支撑设计

图8为等效应力云图,打印过程中等效应力随打印高度的升高以及零件的复杂程度而越来越不均

匀。在靠近基板的地方,即成形初期,应力水平较低,由于打印形状为环形,零件等效应力分布较为均匀。随着打印过程的持续进行,等效应力在零件的分布非常不均匀,并随着打印高度的变化而变化。打印结束后,发现在外侧支撑连接处的应力水平较高,已超过 1000 MPa,且应力集中于此局部区域,较大的应力差导致零件产生变形,甚至造成支撑开裂。因此,根据此仿真结果对支撑方案进行优化迭代,对其外侧区域添加大量实体支撑以进行加固和传热优化,如图 9 所示,实体支撑设计为沿轮廓的断续片状以便于去除。

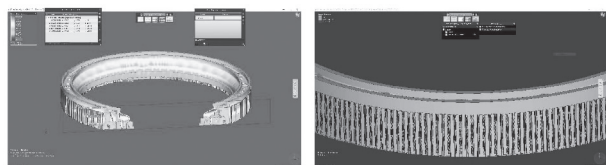


图 8 应力集中于外侧支撑 图 9 支撑优化迭代

调整优化支撑方案之后,如图 10 的等效应力云图所示,发现等效应力水平随着零件高度的增加而增大,在旋流机匣顶部及边缘处,所产生的应力水平最大,局部最大约 750 MPa,其他大部分区域应力水平在 400 MPa 左右,均远低于 GH4169 增材制造件约 1200 MPa 的屈服强度水平,因此认为零件打印较为安全,不会发生大的局部变形。

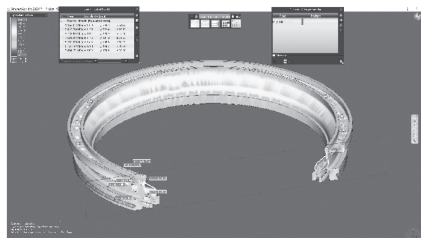


图 10 旋流机匣等效应力水平分析

3.2 形状、尺寸精度控制

将 Simufact Additive 计算得到的 SLM 成形旋流机匣模型与原 CAD 几何体进行对比,得到二者形状的偏差云图,如图 11 所示。对旋流机匣进行原始模型的形状尺寸对比分析,在 SLM 成形过程中零件出现较大尺寸偏差,其中:正偏差表示成形尺寸大于理论尺寸,最大正偏差为 0.9 mm;负偏差表示成形尺寸小于理论尺寸,最大负偏差为 0.9 mm。分析结果

发现,其存在向内收缩的整体变形,且收缩是在周向各区域均匀分布的,正负偏差基本在 0.9 mm 左右。由于收缩变形是整体性的,若进行反变形补偿会对模型造成大范围的形状变动,影响最终打印精度,因此取消反变形补偿措施,而改用结合实际成形实验的收缩补偿措施,即进行实际打印后测量真实收缩量,通过收缩率工艺参数调整补偿。根据模拟仿真结果,调整工艺参数、降低激光能量密度,可有效降低旋流机匣内应力。前期工艺参数已确定,致密度最优且力学性能满足标准要求,因此,工艺参数不因模拟仿真结果再做调整。根据该预测结果,采用 SLM 直接成形,旋流机匣零件易发生变形,至少需要增加 1 mm 余量后,采用机械加工方式,才能得到合格的旋流机匣零件。

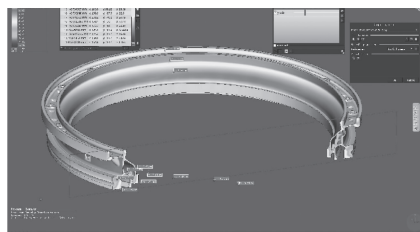


图 11 旋流机匣模型对比变形分析

3.3 线切割

变形后的残余应力将在后续的热处理、去基板过程、去支撑过程中继续释放,从而导致 SLM 成形零件的二次变形、三次变形等。将旋流机匣从基板上沿-Y 方向线切割下并进行等效应力分析,等效应力在零件的分布不均匀,并随着打印高度的变化而变化。通过对比图 12 可知,大部分区域应力水平增大,约为 646 MPa,局部最大应力水平约 853 MPa。线切割前进行退火处理(930 ℃,保温 1 h,快冷),经工艺仿真发现,退火前后变形量未发生明显变化,但内应力进一步消除。在与基板接触的零件底部,线割之后的应力水平明显高于未线割的,这是因为残余应力得到进一步释放,导致了变形。线割时,由于切割的方向性(-Y 方向,即从后往前),当切割零件后侧时,零件后面出现变形,当切割前侧时,前侧变形也变大,但是其值远小于刚切割后侧时的变形,切割前侧所产生的变形与后侧变形中和了一部分,切割方向对变形有一定的影响。

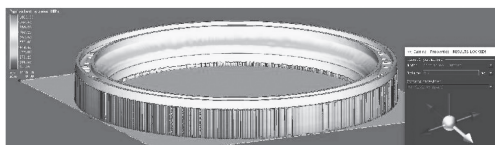


图 12 线切割后的旋流机匣等效应力水平分析

3.4 热处理工艺

热处理是降低成形后零件的应力水平、减小变形、获得良好金相组织、提高力学性能的有效方法。将旋流机匣进行热处理,热处理制度为:固溶处理: $980\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$,保温 1 h,氩气冷却至室温;时效处理: $720\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$,保温 8 h,以 $(50 \pm 10)\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 的冷却速率随炉冷却至 $620\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$,保温 8 h,氩气冷却至室温。根据热处理制度,绘制工艺曲线,如图 13 所示。

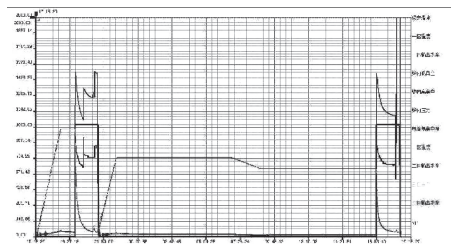


图 13 热处理工艺曲线图

根据输入的 GH4169 高温合金热处理工艺曲线,模拟仿真得到热处理后的温度场,如图 14 所示。

图 15 为带基板零件在固溶处理双时效后的等效应力分布。对热处理后的旋流机匣进行等效应力分析可知,经过热处理可以大幅减少零件内部残余应力,大部分区域应力水平得到进一步释放,并且应力水平趋于均匀化。



图 14 热处理温度场

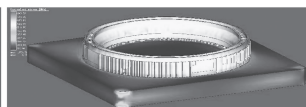


图 15 热处理等效应力

3.5 支撑去除

对旋流机匣零件进行去除支撑模拟仿真,如图 16 所示。由图可知,在去除支撑时,由于软件仿真的过程是同时去除,并且没有方向性,因此应力分布较为均匀。由于旋流机匣经线切割与基板分离,支撑根部处于自由状态,支撑去除顺序对零件变形量

无明显影响。应注意的是,支撑去除过程中应保证零件受力合理,避免外力造成零件变形。

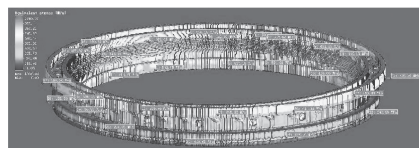


图 16 去支撑过程等效应力水平

4 结论

(1) 比较三种工艺参数,发现激光功率 320 W,扫描速度 900 mm/s,层厚 0.05 mm,扫描间距 0.11 mm 的应力水平最低,变形量最小,是打印旋流机匣最终选用的参数。

(2) 对旋流机匣增材制造工艺方案进行仿真分析,发现了外侧支撑连接处的应力水平较高,已超过 1000 MPa,易造成变形甚至支撑开裂。对支撑方案进行优化迭代,对其外侧区域添加大量实体支撑以进行加固和传热优化,实体支撑设计为沿轮廓的断续片状,以便于去除。

(3) 线切割过程中存在残余应力进一步释放,由于应力分布不均匀,使得切割方向对形变产生一定的影响。

(4) 发现了零件存在向内收缩的整体变形,且收缩是在周向各区域均匀分布的,正负偏差基本在 0.9 mm 左右,制定了零件的收缩补偿措施。

(5) 根据热学仿真分析可知,热处理过程使得应力水平进一步降低,且均匀化。

(6) 支撑去除顺序对零件变形量无明显影响,支撑去除过程中应保证零件受力合理,避免外力造成零件变形。

参考文献

- [1] 张国庆,杨永强,张自勉,等. 激光选区熔化成型零件支撑结构优化设计[J]. 中国激光,2016,43(12):59-66.
- [2] 种润,郭绍庆,张文扬,等. GH4169 合金激光增材制造过程热-力发展数值模拟[J]. 焊接,2021(3):13-21.
- [3] CHENG L, LIANG X, BAI J, et al. On utilizing topology optimization to design support structure to prevent residual stress induced build failure in laser powder bed metal ad-

- ditive manufacturing [J]. Additive manufacturing, 2019, 27:1-29.
- [4] MUGWAGWA L, DIMITROV D, MATOPE S, et al. Influence of process parameters on residual stress related distortions in selective laser melting [J]. Procedia manufacturing, 2018, 21:92-99.
- [5] 宋庆军, 井琦, 张薇. 汽车铝合金导向臂激光选区熔化 3D 打印模拟研究 [J]. 汽车工艺与材料, 2020(10):47-53.
- [6] HUSSEIN A, HAO L, YAN C, et al. Finite element simulation of the temperature and stress fields in single layers built without-support in selective laser melting [J]. Materials & design, 2013, 52(1):638-647.
- [7] 卢庆勇, 钟山, 吴家杰. 基于 SLM 成形仿真的钛支架支撑优化分析 [J]. 新技术新工艺, 2020(1):62-65.
- [8] 张剑峰. Ni 基金属粉末激光直接烧结成形及关键技术研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2002:10-35.
- [9] SPIERINGS A B, DAWSON K, HEELING T, et al. Microstructural features of Sc- and Zr- modified Al-Mg alloys processed by selective laser melting [J]. Materials & design, 2017, 115:52-63.
- [10] 彭刚勇. 激光选区熔化成形钛合金温度场和应力场数值模拟 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2018:23-58.
- [11] 罗浩, 李小强, 潘存良, 等. 热等静压处理对选区激光熔化成形 Inconel 718 合金各向组织及力学性能的影响 [J]. 表面技术, 2022, 51(3):333-341.
- [12] 何洪苇. 基于 SLM 的自支撑悬垂结构的工艺约束研究与构型设计 [D]. 大连: 大连理工大学, 2019:12-69.
- [13] 席明哲, 张永忠, 石力开, 等. 激光快速成形金属薄壁零件的三维瞬态温度场数值模拟 [J]. 中国有色金属学报, 2003, 13(4):887-892.
- [14] WANG L F, JIANG X H, ZHU Y H, et al. An approach to predict the residual stress and distortion during the selective laser melting of AlSi10Mg parts [J]. The international journal of advanced manufacturing technology, 2018, 97(9/12):3535-3546.
- [15] 陈勇, 陈辉, 姜亦帅, 等. 高性能金属材料激光增材制造应力变形调控研究现状 [J]. 材料工程, 2019, 47(11):1-10.
- [16] 陶攀, 李怀学, 许庆彦, 等. 激光选区熔化工艺过程数值模拟的国内外研究现状 [J]. 铸造, 2017, 66(7):695-701.
- [17] 李礼, 刘晓辉, 戴煜, 等. 粉末床增材制造的有限元仿真在航空零部件上的应用技术研究 [J]. 新材料产业, 2018(6):55-58.
- [18] 石齐民, 顾冬冬, 顾荣海, 等. TiC/Inconel 718 复合材料选区激光熔化成形的热物理机制 [J]. 稀有金属材料与工程, 2017(6):1543-1550.
- [19] LEITZ K H, SINGER P, PLANKENSTEINER A, et al. Thermo-fluid dynamical simulation of layer build-up by selective laser melting of molybdenum and steel [J]. BHM Berg-undHüttenmännische Monatshefte, 2017, 162(5):172-178.
- [20] 李波, 杨祖建. 基于 Simufact 的 GH3044 异形截面环件轧制过程数值模拟 [J]. 现代机械, 2016(2):22-27.
- [21] 王俊飞, 袁军堂, 汪振华, 等. 激光选区熔化成形 TC4 钛合金薄壁件变形与残余应力 [J]. 激光技术, 2019, 43(3):125-130.
- [22] 杜畅, 张津, 连勇, 等. 激光增材制造残余应力研究现状 [J]. 表面技术, 2019, 48(1):213-220.

作者简介: 周莹超 (1995-), 男, 中级工程师, 硕士, 研究方向为激光选区, 主要从事于航空发动机、飞机、地面燃机、核电领域的多型号产品的技术开发、生产任务。

收稿日期: 2023-07-13

基于 FLUENT 水下航行器阻力特性分析

王光越

(中国船舶集团有限公司第七一〇研究所,湖北 宜昌 443003)

摘要:水动力参数是水下航行器操纵性设计的重要参数。针对一款水下航行器,通过 UG 建立了水下航行器的三维模型,利用计算流体力学(CFD)的方法对两种状态下的水下航行器的阻力特性进行了有限元分析,得到了不同状态下的水下航行器阻力性能参数,并对这些参数进行比较分析,实验对比表明,该方法对无人水下航行器的阻力特性的预测精度较高,且对流场的显示更加详细、直观,为后续的外形设计提供重要的参考依据。

关键词:水下航行器 阻力特性 数值模拟

中图分类号:TJ610

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0007-04

Analysis of resistance characteristics of underwater vehicles based on FLUENT

WANG Guangyue

Abstract: Hydrodynamic parameters are important parameters for the maneuverability design of underwater vehicles. A three-dimensional model of an underwater vehicle was established through UG, and the resistance characteristics of the underwater vehicle under two different states were analyzed by using computational fluid dynamics (CFD). The resistance performance parameters of the underwater vehicle under different states were obtained and compared. The experiment and comparison showed that the method had high prediction accuracy for the resistance characteristics of unmanned underwater vehicles, and the display of the flow field was more detailed and intuitive, providing important reference for subsequent shape design.

Keywords: underwater vehicle, resistance characteristics, numerical simulation

0 引言

水下航行器主要用于海洋环境监测及资源勘探等水下工程,其外形设计与航行器的最大航速和能源推进有着较大的关系。传统的外形设计方法都是通过计算公式估算后进行大量水池和风洞试验得到阻力特性。近年来随着流体计算力学(CFD)的迅速发展,使得基于 CFD 方法的流体分析功能越来越强,在计算能力和实用化方面都发生了深刻的变化。

水下航行器在航行的过程中,来流在头部附近受到阻滞,速度迅速降低,形成一个局部静压高于来流静压的正压驻点区。来流绕过头部后,开始持续加速,压力降低。在平直段,压力保持正常值。在航行器尾部,平直段与收缩段过渡区域,有一个较大的低压区,说明来流流过尾部曲线收缩段时存在加速。随着航行器尾部继续收缩,来流减速,压力开始恢复

升高,加速区之后为轴对称扩张流动^[1-2]。当舵等其他附件装配到水下航行器上之后,舵表面及其他附件的流场分布会对水下航行器产生一定的影响。本文将主要采用流体计算软件 FLUENT 对水下航行器进行水动力仿真分析,研究其光体模式和组合模式下的水动力性能,以便于为水下航行器外形设计提供指导。

ANSYS 是美国 PTC 公司开发的一款集强度分析、热分析、流体分析及电磁分析于一体的有限元分析软件,并与其他软件有良好的兼容性,在机械行业中有广泛的应用^[3]。本文利用 ANSYS 中 FLUENT 模块对水下航行器进行水动力仿真分析,得到水下航行器在不同工况下的水动力性能参数,为后续的水下航行器的外形设计提出合理建议。

1 设计方案

水下航行器常用的艏艉外形有 Myring 型、Nystrom 型、卡克斯型、水滴型等。针对回转体形式中 Myring 型使用得比较多^[4-5], 本文中的航行器主体也采用 Myring 型。Myring 给出的线型方程如下。

艏部线型

$$r(x) = \frac{1}{2}d \left[1 - \left(\frac{x-a}{a} \right)^2 \right]^{\frac{1}{n}}$$

艉部线型

$$r(x) = \frac{1}{2}d - \left(\frac{3d}{2c^2} - \frac{\tan\theta}{c} \right) (x-a-b)^2 + \left(\frac{d}{c^3} - \frac{\tan\theta}{c^2} \right) (x-a-b)^3$$

式中: a 为艏部长度, b 为平行中体长度, c 为艉部长度, d 为中体直径, x 是长轴上点到艏部顶点的距离, r 为 x 点处的半径, n 和 θ 分别是控制艏艉曲线饱和程度的参数。 n 和 θ 越大, 艏艉线型越饱满。

UG 是机械工程常用的三维设计软件, 具备模块丰富、操作简单等优点。UG 具有强大的建模功能, 可以进行参数化设计, 大大提高建模的速度^[6]。本文通过 UG 建立了水下航行器的三维模型, 将该模型保存为 igs 格式后导入到 workbench 中。

对于回转体航行体来说, 对应棱形系数, $C_p = 0.6 \sim 0.84$ 范围, 其相应最低阻力之长径比 L/D 的值约为 $6 \sim 8$ 。根据设计任务需求, 本航行器主体直径取 0.88 m , 艏部迎流段长度取 1 m , 艉部去流段长度取 1.8 m , 总长 7 m 。其长径比为: $\frac{L}{D} = \frac{7}{0.88} = 7.95$, 长径比基本满足低阻特性要求。通过计算公式得到航行器的艏艉线型, 利用 UG 软件得到光滑的航行器模型, 如图 1 所示。



图 1 航行器三维模型

在采用与水下潜航器相当平板来计算摩擦阻力时, 将其看做是湍流平板, 雷诺数与航速有关, 其雷诺数为:

$$Rn = \frac{V \times L}{\nu}$$

式中: L 为壳体长度; ν 为水运动粘度系数; V 为航行体航行速度。

引入相当平板概念以后, 航行体的摩擦阻力可以直接利用光滑平板摩擦阻力公式来计算, 对于湍流平板, 摩擦阻力系数采用普朗特公式:

$$C_f = \frac{0.455}{(\lg Rn)^{2.58}}$$

设形状因子 K 定义为 $K = \frac{C_{pv}}{C_f}$, 故形状阻力系数

$C_{pv} = K \cdot C_f$, 形状因子可按照下述公式计算。按照 MIT 计算公式计算如下:

$$K = 1.5 \times \left(\frac{D}{L} \right)^{1.5} + 7 \times \left(\frac{D}{L} \right)^3 + 0.002 \times (C_p - 0.6)$$

航行体总阻力应为其摩擦阻力和形状阻力之和:

$$R_0 = R_f + R_{pv} = \frac{1}{2} \rho V^2 \cdot S \cdot C_f (1 + K)$$

根据以上公式计算可知, 航行器形状阻力为 5.1 N , 摩擦阻力为 62.5 N , 总阻力为 67.6 N 。

2 无附体阻力特性分析

FLUENT 湍流模型采用标准的 $k-\varepsilon$ 模型求解, 不考虑热交换流动问题, 控制方程包括连续性方程和动量方程。这些方程都可表示成如下通用形式^[2]。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0$$

动量方程:

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial (-\rho u_i' u_j')}{\partial x_j}$$

式中: u_i 为略去平均符号的雷诺平均速度分量, ρ 为密度, p 为压强, u_i' 为脉动速度, σ_{ij} 为应力张量分量。

将三维模型转换成 IGS 格式导入 FLUENT 中进行网格划分。设置流域为半径 3 m 、长度 16 m 的圆柱形流域。对航行器表面网格进行膨胀处理, 网格划分后, 水下航行器无附体模式下的有限元模型如图 2 所示。

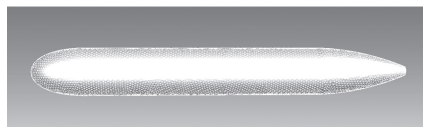


图 2 水下航行器网格模型

为了求解舵周围的流场,必须将控制方程与边界条件结合起来。本文中的边界条件主要包括入口、出口、壁面和流场远边界。入口采用速度入口,设置来流速度3节,出口采用压力出口边界,壁面满足速度无滑移条件。模型选择标准的 $k-\varepsilon$ 模型,求解方法采用simple方法。

经过数值求解,航行器表面的静压和速度矢量分布如图3和图4所示。



图3 航行器表面及空间的静压分布

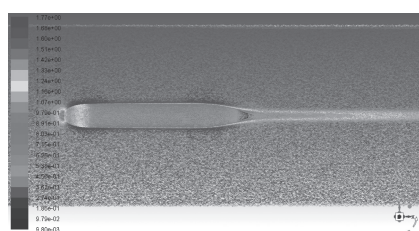


图4 航行器表面及空间的速度矢量图

从航行器静压分布可以看出,当入口水流速度为3节,到达航行器头部后受到头部实体阻挡,速度迅速降为0,此时动压为0,静压迅速放大。之后水沿着迎流段曲线速度又快速提升,静压减小。在航行器平行段,速度逐渐稳定。此时,水流与航行器表面之间受到摩擦力的作用,表现为摩擦阻力。水流到达航行器尾部去流段时,速度降低,动压减小,静压增大。由于航行器舵的压力差导致航行器受到压差阻力(即为形状阻力)。通过数值分析,航行器的阻力特性如表1所示。

表1 水下航行器阻力特性分析

项目	压差阻力/N	摩擦阻力/N	总阻力/N
数值	16.5	54.87	71.37

通过数据对比,理论计算值67.6N,二者偏差5.6%,表明仿真结果的可靠性。水下航行器阻力系数计算公式如下。

$$F = \frac{1}{2} \rho v^2 S C_x$$

式中: C_x 为阻力系数, F 为航行器阻力, ρ 为流体密度, v 为流体相对于航行器的流速, S 为参考面积(一般选取航行器的横截面积为参考面积)。根据仿真结果,无附体航行器的阻力系数如下。

$$C_x = \frac{2 * F}{\rho v^2 S} = \frac{2 * 71.37}{998.2 * 1.542 * 1.542 * 0.608} = 0.1$$

3 组合性能分析

本文中的水下航行器采用十字尾舵布置,艏部装配有一个凸出的换能器圆柱体。通过UG建立水下航行器的三维模型,如图5所示。



图5 水下航行器三维模型(组合模式)

将三维模型转换成IGS格式导入FLUENT中进行网格划分。设置流域半径3m、长度30m。网格划分后,在求解设置中采用和敞水模式相同的边界条件,设置来流速度3kn,出口采用压力出口边界,壁面满足速度无滑移条件。组合模式下,水下航行器表面的静压和速度矢量分布如图6、图7所示。

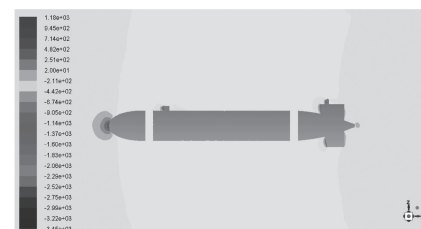


图6 航行器表面静压分布图

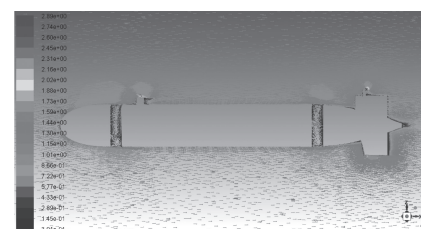


图7 航行器表面速度矢量图

从航行器表面静压分布可以看出,在航行器的艏部中心、换能器前端、舵面前端静压明显增大;从

航行器表面速度矢量分布可以看出,在上述静压明显增大的区域,水流在此遇到附加物的阻挡,流速迅速下降,水流的动压转换为航行器表面的静压。通过数值分析,航行器的阻力特性如表2所示。

表2 组合模式阻力分析

项目	压差阻力/N	摩擦阻力/N	总阻力/N
数值	54.4	59	113.4

经过计算,有附体航行器的阻力系数如下:

$$C_x = \frac{2 * F}{\rho v^2 S} = \frac{2 * 113.4}{998.2 * 1.542 * 1.542 * 0.608} = 0.157$$

4 数据分析

根据上述的仿真分析结果,分别提取水下航行器在本体模式和组合模式下的压差阻力、摩擦阻力及总阻比数值进行比较分析。三者的占比关系如表3所示。

表3 数据对比分析

项目	压差阻力占比 /%	摩擦阻力占比 /%	总阻力增加 上升占比 /%
无附体数值	23.1	76.9	--
有附体数值	48	52	59

从数据分析结果可以看出,当潜航器表面采用标准线型时,航行器的阻力主要表现为摩擦阻力,即水在航行器表面流动时的摩擦阻力。该阻力与航行器的表面积相关。当潜航器表面增加一些凸出的附体时,航行器增加的阻力主要表现为压差阻力,即水在航行器表面流动时遇到障碍物,速度降低、压力增大的阻力。该阻力与潜航体的表面凸出物的高度及数量相关。同时航行器的总阻力增加幅度可达到59%左右,是不可忽略的因素。

5 结论

利用UG建立了航行器的三维模型,利用有限

元分析软件ANSYS对航行器在本体模式和组合模式下的阻力特性进行了仿真分析,结果表明:

1)通过对比理论计算和仿真分析结果,表明水下航行器阻力特性数值分析具有较高的准确度,可作为设计时的重要参考依据。

2)水下航行器的外形是航行器设计的一个重要参数,良好的外形应使水下航行器具备较低的压差阻力占比。

3)水下航行器附体主要增加航行时的压差阻力,且对总阻力系数的影响较大。在设计水下航行器时应尽量减小凸出物的数量和高度,对于体积较大的突出物可考虑增加外形整流罩的方式,改善流体特性,降低流体阻力。

参考文献

- [1] 盛振邦. 船舶原理:下册[M]. 上海:上海交通大学出版社,2020.
- [2] 梁晶,康宝臣,冯丽娜. 某无人水下航行器阻力特性数值模拟[J]. 数字海洋与水下攻防,2021,4(4):323-327.
- [3] 唐家鹏. ANSYS FLUENT 16.0 超级学习手册[M]. 北京:人民邮电出版社,2016.
- [4] 严卫生. 鱼雷航行力学[M]. 西安:西北工业大学出版社,2005.
- [5] 张宇文. 鱼雷外形设计[M]. 西安:西北工业大学出版社,1998.
- [6] 丁源. UG NX10.0 中文版从入门到精通[M]. 北京:清华大学出版社,2016.

作者简介:王光越(1987-),男,湖北枣阳市人,高级工程师,硕士,研究方向:水下机器人结构设计。

收稿日期:2023-09-03

基于 3D 打印技术的油滤机匣油路压力损失研究

唐志清,雷寰兴,粟 晖,贺 剑

(中国航发湖南动力机械研究所,湖南 株洲 412002)

摘 要:为研究 3D 打印工艺对航空发动机油滤机匣内部油路压力损失的影响,对 3D 打印油路和机加工油路的设计方法和油路结构进行了分析对比,利用数值仿真技术对相同工况下的 3D 打印油路和机加工油路的压力损失分别进行了数值计算,并通过试验对二者的压力损失进行了对比分析。数值计算和试验结果表明:总体而言,相同工况下,3D 打印油路压力损失比机加油路压力损失小。具体而言,在流量和温度相同的条件下,内部油路越复杂,转接处越多,二者压力损失差异越大;在油路结构一定的条件下,流体的温度越高,流量越大,二者压力损失差异越大。同时,受加工工艺限制,3D 打印油路内壁较为粗糙,机加油路内部较为光滑,在流量和温度相同的条件下,3D 打印油路与机加油路的实际压力损失差异比理论计算数值小。

关键词:3D 打印 油滤机匣 内部油路 压力损失

中图分类号:V263 .3

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0011-05

Research on pressure loss of internal oil circuit of filter casing based on 3D printing technology

TANG Zhiqing, LEI Huanxing, SU Hui, HE Jian

Abstract: In order to study the effect of 3D printing technology on the pressure loss of the internal oil circuit of the aviation engine oil filter casing, the design methods and structures of the 3D printed oil circuit and the machined oil circuit were analyzed and compared. Numerical simulation technology was used to calculate the pressure loss of the 3D printed oil circuit and the machined oil circuit under the same working conditions, and the pressure loss of the two was compared and analyzed through experiments. Numerical calculation and experimental results indicated that, under the same working conditions, the pressure loss of the 3D printed oil circuit was smaller than that of the machined oil circuit. Specifically, under the same flow rate and temperature conditions, the more complex the internal oil circuit was and the more transition points there were, the greater the difference in pressure loss between the two. When the oil circuit structure was the same, the higher the temperature of the fluid and the greater the flow rate, the greater the difference in pressure loss between the two. Due to processing limitations, the interior of the 3D printed oil circuit was relatively rough, and the interior of the machined oil circuit was relatively smooth. Under the same flow rate and temperature conditions, the actual pressure loss difference between the 3D printed oil circuit and the machined oil circuit was smaller than the theoretical calculation value.

Keywords: 3D printing, filter casing, internal oil circuit, pressure loss

0 引言

3D 打印是一种快速成型技术,可以根据零件模型数据,读取每一截面的形状信息,采用粉末性金属或其他材质逐层将 3D 模型打印出来^[1-3]。同时,由于具有快速成型的特点,可以大幅缩短加工周期,加快发动机研制进程,3D 打印技术正越来越多应用于航空发动机制造中^[4]。在航空发动机制造过程中,

通过将燃、滑油油路集成在机匣内部,可以有效减少发动机外部管路数量,提高发动机可维护性^[5]。

无论是航空发动机零部件,还是其他工业设备零部件,压力损失都是评判其管路设计和制造好坏的重要指标之一。对于管路压力损失的数值计算、试验方法以及优化设计方法等,国内相关学者进行了大量的研究。马宪亨针对流体流动时层流和紊流两种状态,分析了管路沿程压力损失和局部压力损

失的计算特点,提出了减少压力损失的方法和具体措施^[6]。林义忠等人利用 FLUENT 软件对液压集成块的 3 种典型直角孔道的压力损失进行了计算对比分析,绘制了孔道局部压力损失与流速的关系曲线^[7]。姚静等人对基于增材制造的 Y 形流道压力损失数学模型进行了研究,分别对增材制造形成的 Y 形流道在不同分流比、分支角度和流道直径下的流道压力损失进行了数值仿真计算和试验测定,通过对比分析二者结果,验证了基于增材制造的管路压力损失数学模型的正确性^[8]。石喜等人采用 Eulerian 多相流模型对 DN75 球阀进行数值模拟,对球阀的流场特性、颗粒分布特征以及压力损失的变化规律进行了研究,获得了球阀开度和进口流速对球阀压力损失的影响规律^[9]。江建文等人利用试验测试和数值仿真的方法对发动机机匣内部变管径、变转折角等复杂燃油油路的压力损失进行了研究,获得了典型结构油路的压力损失数据和变化规律^[10]。

本文在前述工作的基础上,对航空发动机油滤机匣 3D 打印油路和机加工油路的设计方法和油路结构进行了分析对比,利用数值仿真技术对相同工况下的 3D 打印油路和机加工油路的压力损失分别进行了数值计算,并通过试验对二者的压力损失进行了对比分析,以期对基于 3D 打印技术的油滤机匣和航空发动机其他零件的内部油路设计提供一些有益的工程借鉴。

1 基于 3D 打印技术的油滤机匣油路设计

1.1 设计方法

出于机械加工工艺和刀具的限制,机加油滤机匣内部需要贯通的油路只能通过增加工艺孔来实现油路的转接和过渡,个别工艺孔需要螺纹堵头进行堵塞。得益于 3D 打印技术不受机加工工艺限制,3D 打印油滤机匣内部油路设计时可将机加油路交叉连接部位设计成圆角转接,实现油路的圆滑过渡,同时,取消工艺孔和螺纹堵头,提高了油滤机匣的集成度,大幅缩短加工周期;同时,由于油路简化,油路的压力损失降低,油滤机匣的使用性能得以提升。

机加油滤机匣与 3D 打印油滤机匣内部油路三维模型分别如图 1 和图 2 所示。

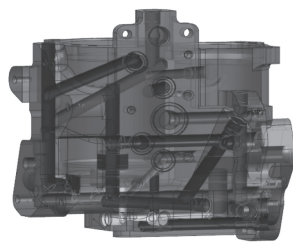


图 1 机加工油滤机匣
内部油路

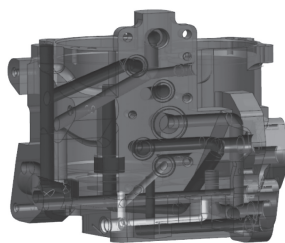


图 2 3D 打印油滤机匣
内部油路

1.2 内部油路对比

油滤机匣内部油路主要由滑油油路、低压燃油油路 and 高压燃油油路三种油路组成。其中,机加油滤机匣与 3D 滑油进油路取消 1 处工艺孔,转接处以 R5 的圆角实现过渡,如图 3 所示;滑油出油路取消 4 处工艺孔,5 处转接处以 R5 的圆角实现过渡,如图 4 所示。

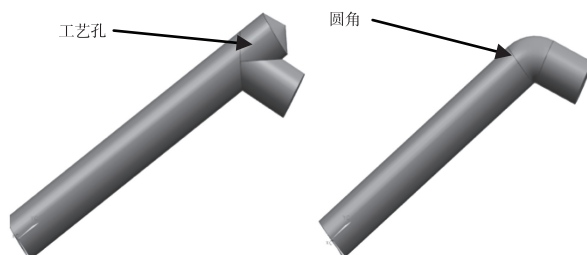


图 3 机加滑油路 1(左)和 3D 打印滑油路 1(右)

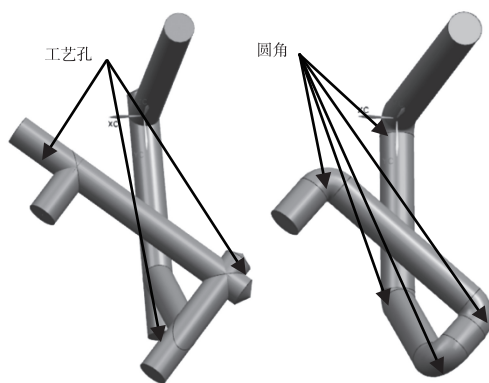


图 4 机加滑油路 2(左)和 3D 打印滑油路 2(右)

高压燃油进油路取消 2 处工艺孔,2 处转接处以 R5 的圆角实现过渡,如图 5 所示;高压燃油出油路取消 1 处工艺孔,2 处转接处以 R5 的圆角实现过渡,如图 6 所示。

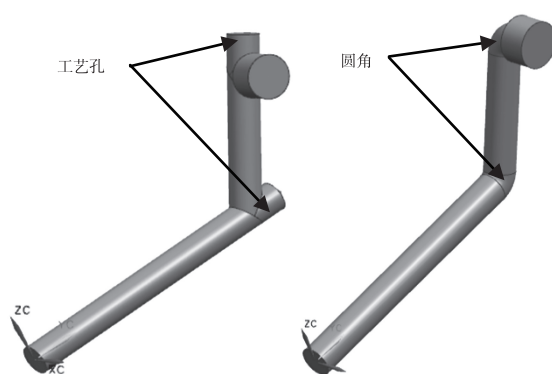


图5 机加高压燃油路1(左)和3D打印高压燃油路1(右)

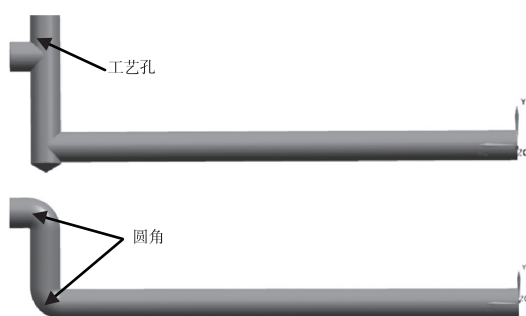


图6 机加高压燃油路2(上)和3D打印高压燃油路2(下)

低压燃油出油路取消3处工艺孔,4处转接处以R5的圆角实现过渡,如图7所示。

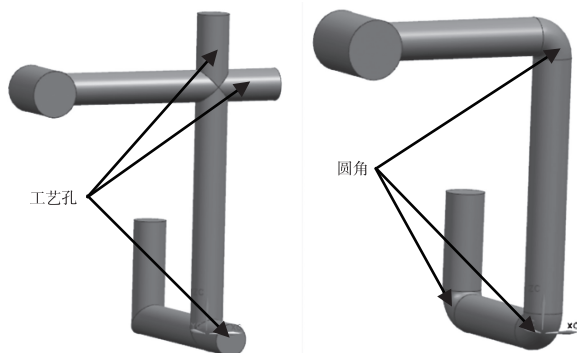


图7 机加低压燃油路(左)和3D打印低压燃油路(右)

2 机加工油路与3D打印油路压力损失对比

为分析机加工油路和3D打印油路压力损失差异以及对发动机性能的影响,使用流体计算软件分别对两者的压力损失进行了计算和对比分析。

2.1 计算方法及参数设置

计算思路是通过在机匣的三维模型上提取出

燃、滑油路以及内部腔体的三维模型,利用CFD流体计算软件对流道的压力损失进行计算分析。计算软件及方法如表1所示。

表1 计算软件及方法

项 目	方 法
网格划分软件	ICEM
网格	非结构四面体网格
CFD 计算软件	Fluent
湍流模型	K-e; Enhanced wall treatment
边界条件	速度入口:滑油组和燃油组提供的燃油和滑油温度、密度、黏度、流量等参数; 压力出口:以大气压为背压。

介质的粘温特性、密度温度特性参数按中小型航空发动机通用牌号滑油和燃油参数进行选取,其中,滑油按飞马II号润滑油选取,燃油按Jet 3#喷气燃料选取;滑油流量和燃油流量按某型航空涡轴发动机典型工况选取,分别为315 L/h和296 L/h;滑油温度和燃油温度选取20℃、35℃、45℃、60℃、80℃和110℃共6个计算点。

2.2 计算结果对比

机加滑油路1和3D打印滑油路1压力损失如图8所示,总体来说,3D打印油路压力损失要比机加油路压力损失小。具体来说,当滑油温度为35℃时,3D打印油路压力损失较机加油路压力损失低4.6%;当滑油温度为110℃时,3D打印油路压力损失较机加油路压力损失低12.4%。

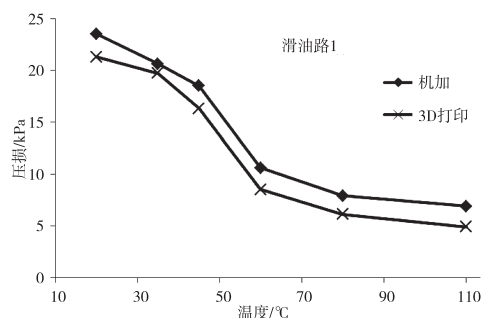


图8 机加滑油路1和3D打印滑油路1压损

机加滑油路2和3D打印滑油2压力损失如图9所示,总体来说,3D打印油路压力损失比机加油路压力损失要小。具体来说,当滑油温度为35℃时,3D打印油路压力损失较机加油路压力损失低

8.4% ;当滑油温度为 110 ℃ 时,3D 打印油路压力损失较机加油路压力损失低 22.5%。

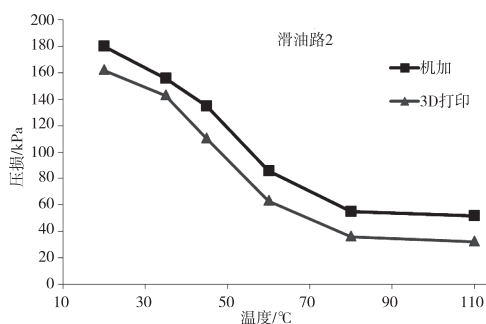


图9 机加滑油路2和3D打印滑油路2压损

机加高压燃油路2和3D打印高压燃油路2压力损失如图10所示,总体来说,3D打印油路压力损失总体比机加油路压力损失小。具体来说,当高压燃油温度为 35 ℃ 时,3D 打印油路压力损失较机加油路低 7.3% ;当滑油温度为 110 ℃ 时,3D 打印油路压力损失较机加油路压力损失低 13.9%。

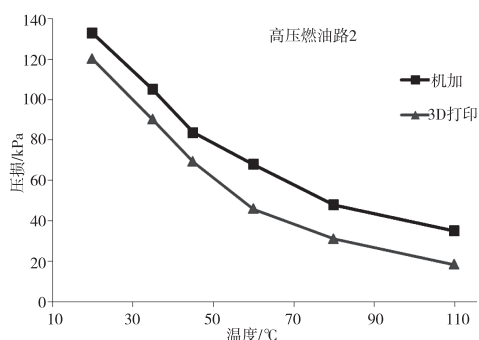


图10 机加高压燃油路2和3D打印高压燃油路2压损

机加低压燃油路和3D打印低压燃油路压力损失如图11所示,总体来说,3D打印油路压力损失总体比机加油路压力损失小。具体来说,当低压燃油温度为 35 ℃ 时,3D 打印油路压力损失较机加油路低 9.2% ;当滑油温度为 110 ℃ 时,3D 打印油路压力损失较机加油路压力损失低 23.7%。

综上,3D打印油路和机加油路管径相同,总长基本相当,在流体介质温度和流量相同的情况下,两种油路的沿程压力损失基本相当;但由于3D打印油路不受机加工工艺限制,在两条油路对接处可以实现圆滑过渡,前者的局部压力损失较机加油路压力损失小,因此3D打印油路压力损失总体要比机加

油路压力损失小。同时,油路越复杂,转接处越多,局部压力损失对总体压力损失的影响越大,二者压力损失的差异越大。

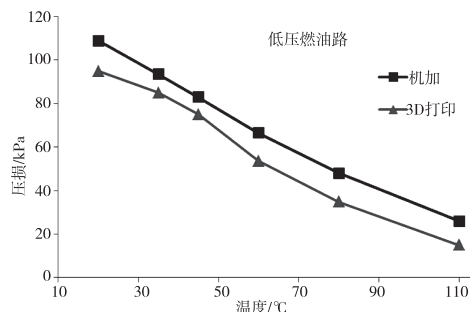


图11 机加低压燃油路和3D打印低压燃油路压损

2.3 试验结果对比

为验证数值计算结果,进一步对比3D打印机匣与机加机匣内部油路压力损失真实情况,对二者的滑油路进行了压力损失试验。油滤机匣在试验台的状态如图12所示。

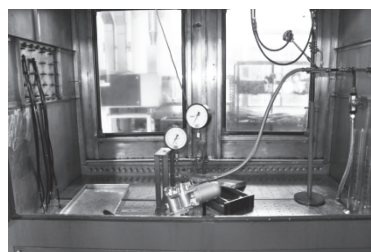


图12 油滤机匣在试验台

3D打印滑油油路2和机加滑油油路2压力损失试验结果如图13所示。从图中可以看出,当滑油温度为 35 ℃ 时,3D 打印油路压力损失较机加油路低 2.3% ;当滑油温度为 110 ℃ 时,前者的压力损失较后者低 8.7%。数值计算结果显示,当滑油温度为 35 ℃ 时,3D 打印油路压力损失较机加油路压力损失低 8.4% ;当滑油温度为 110 ℃ 时,前者的压力损失较后者低 22.5%。对比试验结果和计算结果,总体上来看,3D打印油路压力损失总体比机加油路压力损失小。具体来看,两种油路的实际压力损失绝对值较计算数值要高,相对差值较计算数值小。这是因为试验时,滑油路2的压力损失增加了试验工装内部油路的损失,因此绝对值要比计算数值偏大;同时,受目前3D打印工艺的限制,内部油路的

粗糙度只能做到 Ra9.5 左右,机加油路可以达到 Ra3.2,甚至是 Ra1.6,3D 打印油路的内壁要比机加油路内壁粗糙,流体流经油路时前者压力损失比后者大,因此二者压力损失的相对差值较计算数值偏小。

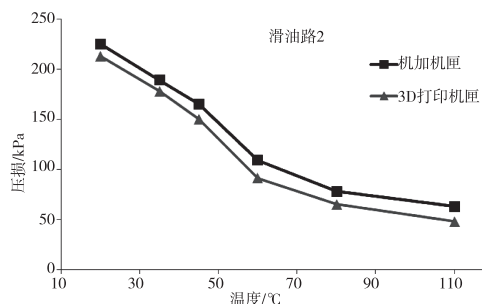


图 13 机加滑油路 2 和 3D 打印滑油路 2 实际压损

3 结论

本文对 3D 打印油滤机匣和机加油滤机匣内部油路压力损失作了研究,对数值仿真计算结果和试验结果进行了对比分析,结果表明:

1) 在流量和温度相同的情况下,3D 打印油路压力损失总体比机加油路压力损失小,油路越复杂,转接处越多,二者的差异越大,3D 打印油路的优势越明显。

2) 受加工工艺限制,3D 打印油路内壁较为粗糙,机加油路内部较为光滑。在流量和温度相同的情况下,二者的压力损失差异会比理论数值小。因此,提高零件特别是零件内部油路的表面质量是 3D 打印技术的重要研究课题。

参考文献

- [1] KUMAR L J, PANDEY P M, WIMPENNY D I. 3D printing and additive manufacturing technologies [M]. Singapore: Springer, 2019: 13-28.
- [2] 张学军, 唐思熠, 肇恒跃, 等. 3D 打印技术研究现状和关键技术 [J]. 材料工程, 2016, 44(2): 122-128.
- [3] 常坤, 梁恩泉, 张轲, 等. 金属材料增材制造及其在民用航空领域的应用研究现状 [J]. 材料导报, 2021, 35(3): 03176-03182.
- [4] 张睿琳. 3D 打印在航空发动机制造上的应用 [J]. 技术与市场, 2019, 26(2): 153.

- [5] 贺剑, 杨艳美, 粟晖. 3D 打印在航空涡轴发动机附件传动机匣应用研究 [J]. 机械设计与研究, 2019, 35(3): 110-113.
- [6] 马宪亭. 流体传动中的压力损失分析和计算 [J]. 流体传动与控制, 2010, 41(4): 51-54.
- [7] 林义忠, 唐忠盛, 黄光永, 等. 液压集成块直角孔道局部压力损失的仿真及试验研究 [J]. 机床与液压, 2012, 40(23): 38-41.
- [8] 姚静, 宋英哲, 段怡曼, 等. 基于增材制造的 Y 形流道压力损失建模研究 [J]. 机械工程学报, 2021, 57(24): 147-157.
- [9] 石喜, 贡力, 陶虎, 等. 球阀固-液两相流流动特性与压力损失数值模拟 [J]. 中南大学学报(自然科学版), 2021, 52(5): 1681-1691.
- [10] 江建文, 王兵, 李文高. 航空发动机机匣内部油路压力损失试验与计算研究 [J]. 航空发动机, 2012, 38(3): 5-9.
- [11] 秦磊, 周凡, 杨家幸, 等. 基于合流分流的多分支管路流量分配及压力损失数值研究 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2021, 49(9): 109-119.
- [12] LI X, WANG S. Flow field and pressure loss analysis of junction and its structure optimization of aircraft hydraulic pipe system [J]. Chinese journal of aeronautics, 2013, 26(4): 1080-1092.
- [13] HU J J, CHEN J, QUAN L X, et al. Flow measurement and parameter optimization of right-angled flow passage in hydraulic manifold block [J]. Journal of Central South University, 2019, 26(4): 852-864.
- [14] 陆浩, 周毅博. 航空发动机液压管路静压力损失分析及试验验证 [J]. 航空发动机, 2016, 42(3): 88-92.
- [15] HU X, ZHOU Y, FANG J. Computational fluid dynamics research on pressure loss of cross-flow perforated muffler [J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2007, 20(2): 88-93.

作者简介: 唐志清 (1990-), 男, 硕士研究生, 工程师, 主要从事航空发动机附件传动设计工作。

收稿日期: 2023-10-03

直流电磁阀电磁特性研究

张 猛¹, 韩 辉^{1▲}, 马小军²

(1. 沈阳理工大学 机械工程学院, 辽宁 沈阳 110159; 2. 中航工业宜宾三江机械有限责任公司, 四川 宜宾 644007)

摘 要:以自主设计的高压、低功耗直流电磁阀为研究对象,采用 ANSYS Maxwell 软件进行有限元分析,研究了直流电磁阀运行工作气隙、线圈匝数、电流、材料等关键结构参数对直流电磁阀的磁力性能及动态响应特性的影响并进行详细分析和优化。采用 AMESim 仿真模型,实现了电磁、机械和液压系统之间的多物理量耦合。通过试验对比验证了模型的精确性和静态特征,避免了采用磁路原理计算时存在的问题,提高了电磁阀设计的准确性和精度,可为后续的高压、低功耗直流电磁阀高精度控制系统设计提供参考。

关键词:直流电磁阀 ANSYS Maxwell AMESim 电磁吸力 动态响应

中图分类号:TH137.7

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0016-07

Research on electromagnetic characteristics of DC solenoid valve

ZHANG Meng, HAN Hui, MA Xiaojun

Abstract: Taking the self-designed high-voltage low-power DC solenoid valve as the research object, finite element analysis was carried out by using ANSYS Maxwell software. The influence of key structural parameters (operating air gap, coil turns, current and material) on the magnetic performance and dynamic response characteristics of the DC solenoid valve was studied and optimized. The AMESim simulation model was used to realize the multi-physical coupling between electromagnetic, mechanical and hydraulic systems. The accuracy and static/dynamic characteristics of the model were verified by experiments. The problems existing in the calculation of the magnetic circuit principle were avoided, and the accuracy and precision of the design of the solenoid valve were improved. This study has provided reference for the design of high-precision control system of high-pressure low-power DC solenoid valves.

Keywords: DC solenoid valve, ANSYS Maxwell, AMESim, electromagnetic attraction, dynamic response

0 引言

随着工业自动化控制和液压产业技术的不断发展^[1],传统的开关型和定值控制型液压阀在许多工业过程中的动态响应基本无法满足小型化、精确化等实际需求。

直动式电磁阀具有复杂的瞬变耦合系统^[2]。利用传统的经验公式计算阀体的各项指标^[3],通过大量的试验验证,不仅大大增加了成本,而且延长了研发周期,降低了效率。即使满足了各项指标,也很难对其同类型产品的技术参数起到借鉴作用。直流电磁阀涉及电路、磁场、机械、液压等多个物理量学科,受到多种非确定性因素的影响,如磁性材料的漏

磁,由电磁铁偏心力引起侧向力,电磁铁运动引起的黏滞摩擦力,预紧弹簧引起的非线性弹簧力,以上因素都影响着直流电磁阀的工作性能。

随着计算机仿真计算能力和有限单元法的不断完善,使用专业仿真软件进行仿真计算已成为产品研发中必不可少的一环。本文采用 ANSYS Maxwell 和 AMESim 两款有限元电磁仿真软件,主要研究阀体结构参数的电磁力和稳定性^[4]。两款软件虽在电磁铁设计的功能上各有不同,但有着极高的互补性。ANSYS Maxwell 具有绝对的电磁仿真优势,但系统分析能力不强;AMESim 能够根据电磁铁的结构参数便捷地构建整个电磁铁乃至整个电磁阀的仿真模型。由于综合了两款软件各自的优势,使得仿

真结果更加准确,对于电磁阀的性能改善和结构优化具有一定的指导意义。

1 电磁阀的结构及工作原理

当前,直流电磁阀在朝缩小体积、节约材料、减轻重量、降低耗电量、提高寿命及提高可靠性等方向发展,研究其电磁铁的磁场、吸力、升温、动态特性,以根据给定的要求进行最佳优化设计尤为重要。

自主设计的二位三通直动式电磁阀结构示意图如图1所示^[5],主要由安全滤网、活门、活门座、滑阀杆、电磁铁、弹簧、外壳、线圈、钢球等组成。

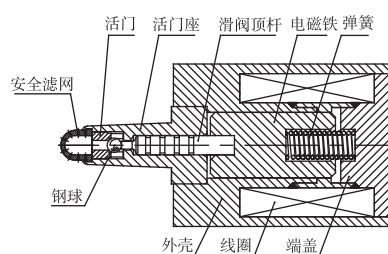


图1 直流电磁阀结构示意图

工作原理如图2所示:当电磁阀通电时,电磁阀电气部件产生磁通,在活动铁芯与线圈组件之间的气隙处产生电磁力。在电磁力的作用下活动铁芯克服弹簧预紧力和摩擦力向气隙减小方向运动,同时液压组件中的钢球在油压作用下向回油腔方向运动,从而电磁阀控制腔与进油腔连通,电磁阀控制腔输出进油压力。

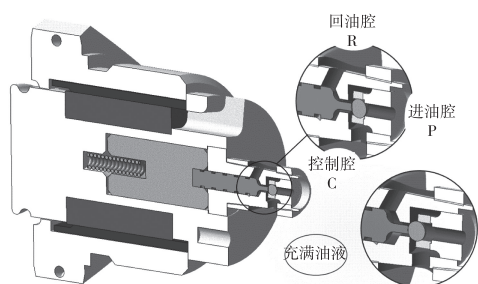


图2 直流电磁阀结构原理图

当电磁阀断电时,电磁阀电气部件产生的磁通消失,电磁力消失。在弹簧产生的弹簧力的作用下活动铁芯、顶杆、小阀芯等运动部件向气隙变大的方向运动,同时液压组件中的钢球在小阀芯的作用下向进油腔处运动,从而电磁阀控制腔与回油腔连通,

与进油腔断开,电磁阀控制腔输出回油压力。

2 数学模型

电磁阀是电、磁、机械及液压的耦合体,在电、磁、机械及液压的相互作用下,其电磁阀得以正常工作。而磁场是将电能转化为机械能的耦合媒介,直动式电磁阀的动态过程遵循电压平衡方程、麦克斯方程、达朗贝尔运动方程和热平衡方程。其中温度变换引起较小的电阻值,故可忽略不计。

2.1 电路模型

电磁线圈的电路数学模型:

$$U = Ri + \frac{d\lambda}{dt} = Ri + L \frac{di}{dt} + i \frac{dL}{dx} \quad (1)$$

$$L = \frac{N^2}{R_{mz}} \quad (2)$$

$$R_{mz} = R_{\delta} + R_n + R_m \quad (3)$$

式中: U 为线圈电压,V; i 为线圈内部电流,A; λ 为通过线圈的磁链,Wb; R 为电路的等效电阻, Ω ; R_{mz} 为总磁阻,A/Wb; R_{δ} 为工作气隙磁阻,A/Wb; R_n 为非工作气隙磁阻,A/Wb; R_m 为磁性材料磁阻,A/Wb; L 为线圈电感,H; N 为线圈匝数。

2.2 磁路模型

根据基尔霍夫磁路定理,可得出磁路计算模型,即

$$Ni(t) = \Phi_{\delta}(R_{\delta} + R_f + R_m) \quad (4)$$

式中: Φ_{δ} 为线圈磁通,Wb; R_{δ} 为工作气隙磁阻,A/Wb; R_f 为非工作气隙磁阻,A/Wb; R_m 为磁性材料磁阻,A/Wb。

2.3 运动方程

$$m \frac{dx^2}{dt^2} = F_{\delta} - F_v - F_t - F_f - F_{spr} \quad (5)$$

式中: m 为钢球质量,kg; x 为钢球位移,m; F_{δ} 为电磁力,N; F_v 为粘性摩擦力,N; F_t 为瞬态液动力,N; F_f 为液压力,N; F_{spr} 为弹簧力,N。

2.4 流量方程

$$Q_v = c_d A_v \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (6)$$

式中: Q_v 为介质容积流量,kg/s; c_d 为流量系数; A_v 为阀口截留面积,m²; ρ 为介质密度,kg/m³。

2.5 吸力方程

电磁输出力是电流*i*和行程*x*的函数。

$$F = f(i, x) = Ni \times L \quad (7)$$

由上式可知:电磁铁吸力是气隙、电流及电感的函数。

3 ANSYS Maxwell 的电磁场仿真

本文基于专业电磁场仿真软件 ANSYS Maxwell 对直动式电磁阀磁场进行静态特性仿真,首先进行电磁场的有限元模型的建立,电磁场的结构采用 2D 轴对称模型,该二维模型能够直观地反映三维情况,能够有效减少计算量,提高仿真效率。该几何模型建立后,需定义材料的 B-H 曲线,隔磁套定义为真空,电磁铁等其他零部件定义为导磁材料,模型边界定义为气球边界。在求解器中定义工作气隙、安匝数及电压等变量参数,选择电磁力、磁力线、磁感强度等参数作为求解对象。

3.1 ANSYS Maxwell 静态仿真与优化对比

为了得到电磁阀在不同的工作气隙、安匝下的电磁力大小和电感的大小,工作气隙从 0 mm 到 0.5 mm,每移动 0.025 mm 运算一次,安匝数范围 0 到 450 安匝,每 25 安匝运算一次,总共需要 20×18 次运算。图 3 表示电磁阀磁场在某一工况下的磁力线和磁感应强度分布云图,从电磁阀的磁通密度云图可以看出,电磁铁以及壳体上端磁场强度接近于 0,故可对其上部分进行切除,以便减轻电磁阀的体积和质量。

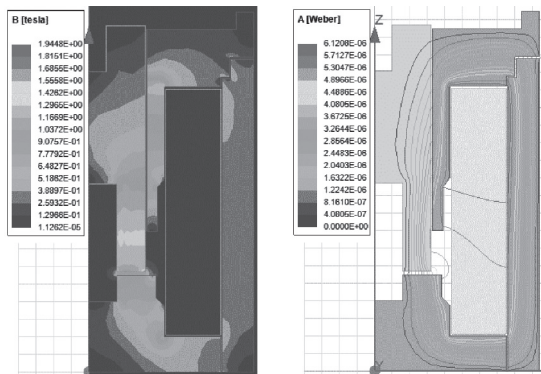


图 3 磁力线及磁感应强度分布云图

通过 ANSYS Maxwell 静态仿真后,可以得到不同的安匝和工作气隙下的电磁吸力和电感的变化结果,如图 4、图 5 所示。

由图 4、图 5 可知,工作气隙和安匝数越小,电

路中的电流所受的电感值越大;工作气隙越小,安匝数越大,所受的电磁吸力越大^[6]。通过以上分析结合技术要求,依据《GB/T 6109.1—2008》可将线圈的直径从 0.112 mm 提高到 0.132 mm,经过电流设计计算,满足电流不大于 0.3 A 的技术要求,通过 CATIA 三维数模的重量计算以及线圈实际空间尺寸的对比分析,可将线圈匝数由 1600 匝提高至 2000 匝。通过

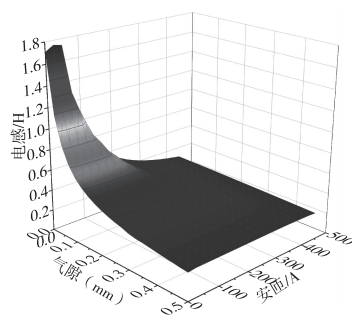


图 4 工作气隙与安匝、电感关系

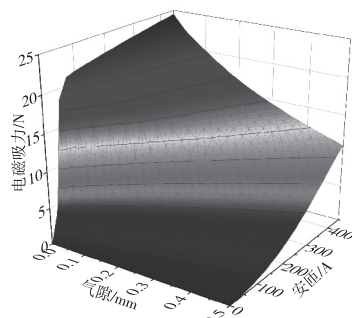


图 5 工作气隙与安匝、电磁吸力关系

ANSYS Workbench 流体力学分析,将电磁铁工作气隙由之前的 0.5 mm 降低至 0.4 mm,满足流量不小于 200 mL/min 的技术要求。基于 ANSYS Maxwell 的电磁吸力的仿真,电磁阀优化前后的工作气隙与电磁吸力的关系曲线如图 6 所示; S 表示电磁阀工作气隙, F 为电磁铁所受的电磁吸力,电磁铁的初始吸力由 10.7 N 提升至 14.5 N,最大吸力由 20.0 N 提升至 25.4 N。

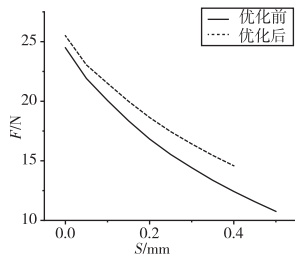


图 6 工作气隙与电磁吸力关系曲线

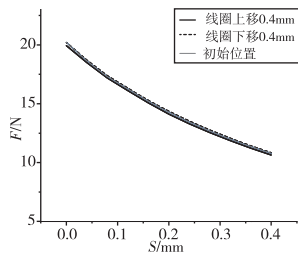


图 7 线圈位置与电磁力关系曲线

3.1.1 线圈位置对电磁阀性能的影响

线圈架固定在电磁铁周围,将仿真线圈从初始状态位置向上或向下分别移动 0.4 mm^[7],线圈位置与电磁力仿真数据如图 7 所示:线圈位置向上或下

分别移动 0.4 mm,随着电磁阀的运动行程的增加,电磁吸力逐渐增大,不同位置下的线圈所产生的电磁力大小相差不大,线圈位置对电磁吸力的大小基本无影响。

3.1.2 电磁铁直径大小对电磁阀性能的影响

为研究增加电磁铁直径对电磁阀所受吸力的影响,将初始模型电磁铁的直径由 6.4 mm 提高到 6.8 mm,此时线圈与电磁铁的间隙由 1.2 mm 降为 1 mm。计算在 0~0.4 mm 的行程范围内电磁阀所受的电磁吸力。结果如图 8 所示:图中序号 1 为初始模型在 0~0.4 mm 行程内所受的电磁吸力,序号 2 为直径增加 0.4 mm 后的模型在 0~0.4 mm 行程所受的电磁吸力,从图 8 中可知,随着电磁铁直径的增加,电磁阀所受的电磁吸力也随之增加,初始吸力由 10.2 N 增至 16.8 N,吸合时的吸力由 23.3 N 增至 28.9 N。

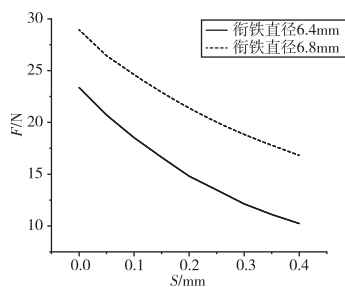


图 8 电磁铁直径与电磁力关系曲线

3.1.3 磁性材料对电磁阀性能的影响

电磁阀初始模型的磁性材料采用的是铁镍合金 1J50,磁性材料对机械应力敏感、耐腐蚀性好,价格贵,适合应用于高灵敏磁系统。对于优化后的电磁材料选用 DT4-C,该材料含碳量低(<0.04%),电阻率低、加工性能好,价格便宜,一般应用于直流电磁系统。图 9 为两种材料的磁感应强度和磁场强度之间的关系曲线,即 B-H 曲线,可以发现:DT4-C 磁性材料的磁感应强度更好些。

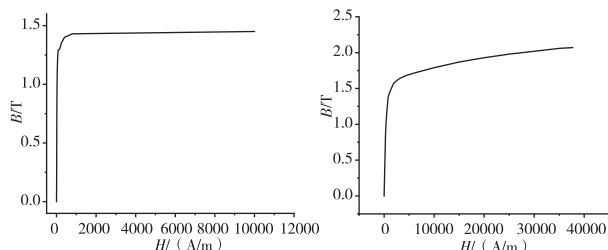


图 9 磁性材料 B-H 曲线

为了研究材料属性对电磁性能的影响,将外壳、电磁铁等材料使用性能更好的电工纯铁 DT4-C 与铁镍合金 1J50 进行对比分析(图 10)。由图 10 可知:将材料换成 DT4-C 后,在 0.4 mm 的行程内,电磁阀的磁力性能显著提高。在行程为 0 mm 时,初始模型的电磁吸力由 16.8 N 直接提高至 23 N。优化后的电磁阀吸力相对于优化前提高了 36%。在行程为 0.4 mm 时,初始模型的电磁吸力由 28 N 提高至 53 N。优化后的电磁阀吸力相对于优化前提高了 83%。

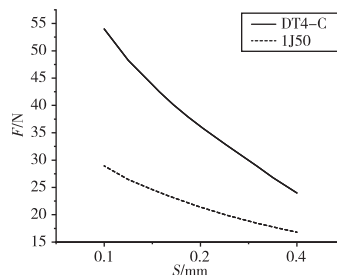


图 10 不同材料下的电磁力与气隙关系曲线

3.2 ANSYS Maxwell 瞬态仿真

对于 maxwell 瞬态仿真,采用的激励由外部电路提供,脉冲电压各参数含义见图 11,参数设置见表 1。

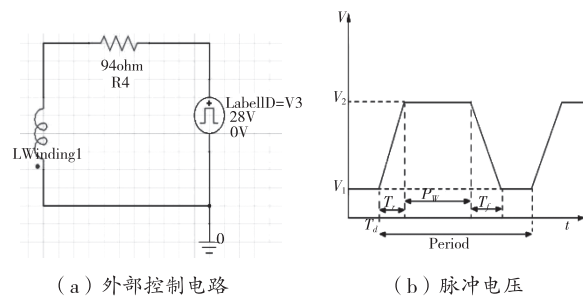


图 11 外部控制电路及脉冲电压

表 1 ANSYS Maxwell 仿真参数

参 数	设定值	单 位
V_1	0	V
V_2	28	V
T_d	0	s
T_r	0.001	s
T_f	0.001	s
P_w	0.1	s
Period(周期)	0.2	s

ANSYS Maxwell 瞬态磁场能够方便高效地进行电磁场和机械系统之间的耦合,通过给定的外部电路控制,能够有效反映电磁阀在动态运动过程中时间与电流、电磁吸力、位移和速度变化参数的规律。图 12-图 15 为电磁阀的仿真结果。

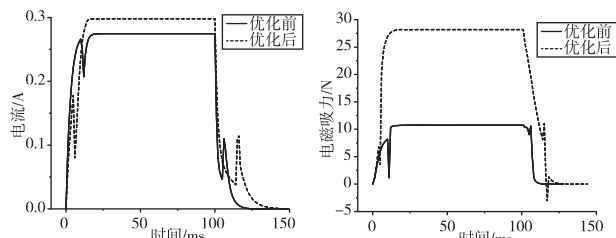


图 12 线圈电流动态变化

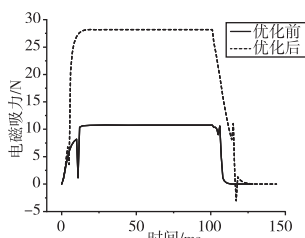


图 13 电磁力动态变化

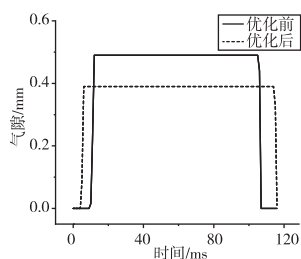


图 14 电磁铁位移动态变化

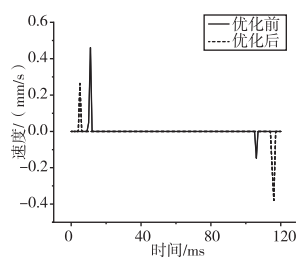


图 15 电磁铁速度动态变化

线圈通电 28 V 后,由于电感的作用,电流以指数形式逐渐从零上升至稳态电流值^[8]。从初始的 0.27 A 提高到 0.29 A,吸合触动时间从 20 ms 缩短到 15 ms,降低了 25%,电磁吸力从初始的 10.7 N 增加到 28.2 N,提高了 163%。电磁铁运动响应时间从 10 ms 缩短到 5 ms,降低了 50%。线圈断电后,由于线圈电感的作用,释放电流周期增加,电磁铁释放速度加快,最大速度达到 0.37 m/s。仿真结果表明优化后的直流电磁阀的动态响应得到了很大程度的提高。

4 基于 AMESim 的电磁阀系统仿真

根据两位三通直流电磁阀的组成及工作特性,建立基于 AMESim 的电磁场仿真模型,通过 ANSYS Maxwell 的静态计算后,将图 4、图 5 中的电磁吸力和电感相对于工作气隙和安匝数变化的结果按照表格数据形式创建成数据文件,将数据文件导入图 16 中的 AMESim 仿真模型中,通过仿真计算可以获得液压力对线圈中电流产生的变化状态和不同的出口

压力。

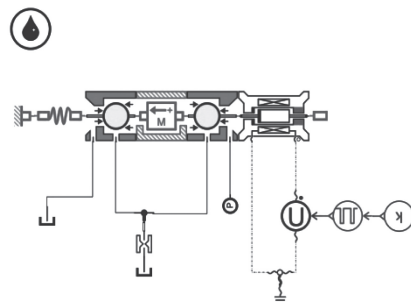


图 16 电磁阀仿真模型

定义电磁阀入口压力参数分别为 5 MPa 和 21 MPa,设置运行仿真参数 0.2 s,步长 0.001 s,此外线圈中温度恒定,不考虑电磁流热效应,运行仿真参数如表 2 所示。

表 2 AMESim 仿真参数

参 数	设定值
电源电压/VDC	28
线匝数	2000
线圈电阻/ohm	94
液源压力/MPa	5/21
活门行程/mm	0.5
弹簧装配力/N	17
弹簧刚度/(N/mm)	5

基于上述假设建立的仿真模型,分别定义在 5 MPa 和 21 MPa 液压的作用下对响应时间、流量和出口压力的影响关系,仿真数据如图 17 所示。

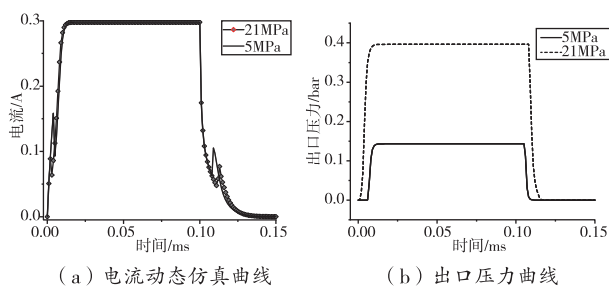


图 17 不同液压力下的动态仿真曲线

由图 17 可知:随着液压力的增大,开启延迟时间逐渐减少,而关闭延迟时间逐渐增大;总的延迟时间随着液压力的增加而快速增大,因此存在最优的液压力使得电磁阀的总延迟时间最小。但基于本文所采用的直流电磁阀最高压力为 21 MPa,及响应时

间为 15 ms,满足设计要求。

5 试验验证及分析

5.1 吸力特性试验及分析

为了验证 ANSYS Maxwell 有限元对电磁阀特性求解的正确性,进行电磁阀吸力特性试验。图 18 为电磁阀吸力特性试验原理图,试验系统主要由电源、电磁阀样机、带孔工作台等组成,当电源接通后电磁阀线圈中便建立磁通,试图将电磁铁吸合,在电磁铁吸合过程中,上端顶杆实时监测受力情况,下端光源通过光束照射在电磁铁上实时观测位移情况。

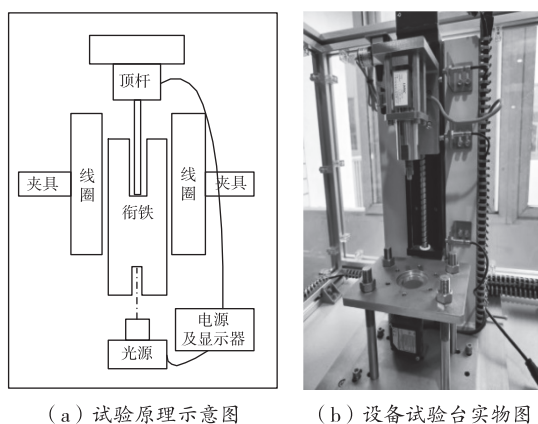


图 18 电磁特性试验原理图

表 3 为电磁阀在 28 V 工况下,电磁吸力试验结果和仿真结果对比。

表 3 电磁吸力试验与仿真值对比

工作气隙/mm	仿真值/N	试验值/N
0.1	53.9	52.6
0.2	43.8	42.7
0.3	36.1	35.5
0.4	29.9	28.1

从表 3 电磁阀响应特性曲线试验结果与仿真结果对比可知,电磁阀吸力随着工作气隙的减少而增加,实际电磁吸力的试验结果都比计算结果要小,这是由于在实际试验中,存在一定的摩擦力及漏磁等现象。

5.2 动态响应特性及分析

为了得到电磁阀动态响应特性,对其进行了动态响应特性试验,试验结果表明,电磁阀打开时间为 19.1 ms,关闭响应时间为 152 ms。图 19 为电磁阀

响应特性曲线实测值与仿真值结果对比。

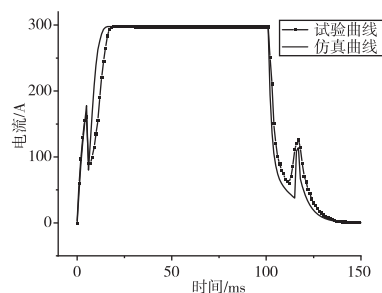


图 19 直流电磁阀动态响应曲线

由图 19 可知,电磁阀仿真计算结果与电磁阀的实际响应特性曲线吻合度较好,响应时间基本一致。试验结果验证了电磁阀仿真模型和仿真结果的正确性,电磁阀关闭时,曲线出现了两个峰值,这是由于当弹簧刚度较大时,在电磁铁释放的过程中,由于弹簧的弹性负载衰减较快,剩余的电磁吸力大于电磁铁其他作用的合力导致^[9]。

6 结论

本文针对直流电磁阀动态特性进行仿真分析^[10],充分运用两款仿真软件的优势进行优化设计,实现了电磁、机械和液压系统之间的耦合求解。

(1)该方案以电磁阀结构为出发点,合理设计磁路,优化结构尺寸,研究液压力、电路等外加参数对于电磁吸力及响应时间的影响,获得了电磁阀各项性能参数的变化,提出了一系列优化方案。

(2)在此基础上,通过试验对比分析进行验证。在功耗基本相同的情况下,相比于初始模型,优化后的模型电磁吸力特性能明显增加、响应速度有所提高,对电磁阀的性能改善和结构优化具有一定的应用价值。

参考文献

- [1] 孔庆乐,杨士先,温华明,等.分体式电磁阀设计理论及方法分析[J].汽车实用技术,2022,47(22):80-83.
- [2] 吴昕,杨昆,刘金林,等.电控增压泵高速电磁阀电磁力预测模型构建[J].国防科技大学学报,2022,44(6):184-191.
- [3] 庞末红,冯相霖.基于 Ansoft Maxwell 的电磁阀响应性能优化设计[J].导弹与航天运载技术,2021(4):76-80.

某型螺旋桨遥测系统接收天线轻量化设计方法

王 焯,牛宏伟,翟亚浩

(中国飞行试验研究院 技术中心发动机所, 陕西 西安 710089)

摘 要:某型螺旋桨遥测系统的主要功能是测量螺旋桨在飞行中的振动应力和桨叶角,遥测系统接收天线安装在发动机短舱内静止部件上,集成了射频线圈和感应线圈。课题组根据发动机和短舱具体结构设计接收天线,在初始构型中接收天线安装在减速器机匣上,连接牢固,但重量高达 10 kg,不符合设计单位的要求。通过力学模型分析,提出了接收天线轻量化设计方法,重新选择安装位置,优化悬臂长度、截面弯曲刚度、螺栓布局形式和材料,使接收天线总重量降低至 1.5 kg,并进行随机振动仿真分析,各项指标满足装机要求,可为发动机上环形天线类零件设计提供经验参考。

关键词:螺旋桨 遥测系统 接收天线 质量 悬臂长度 弯曲刚度

中图分类号:V214.19

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0022-05

Lightweight design method for the receiving antenna of a propeller telemetry system

WANG Ye, NIU Hongwei, ZHAI Yahao

Abstract: The main function of the propeller telemetry system is to measure the vibration stress and blade angle of the propeller in flight. The receiving antenna of the telemetry system is mounted on the stationary components in the engine nacelle, and integrates RF coils and induction coils. The receiving antenna was designed according to the specific structure of the engine and the nacelle. In the initial scheme, the receiving antenna was installed on the reducer casing and firmly connected. But the weight of the antenna was 10 kg, which could not meet the design requirements. Based on the mechanical model analysis,

- [4] 郭大勇, 司国雷, 唐兵, 等. 基于 Ansys-Maxwell 的矿用电磁铁优化和仿真[J]. 机械制造与自动化, 2022, 51(6): 123-126.
 - [5] 王青宇, 黄福友, 高彦峰, 等. 基于 AMESim 的高压电磁阀模块响应特性分析[J]. 液压气动与密封, 2023, 43(5): 94-98.
 - [6] 任世勇, 田宇鹏, 肖咏, 等. 呼吸机用磁比例阀工作特性仿真研究[J]. 军民两用技术与产品, 2022(6): 62-67.
 - [7] 许珍, 林旻, 李金恩, 等. 基于 Maxwell 的电磁阀导磁部件分析与优化[J]. 机床与液压, 2021, 49(4): 151-154.
 - [8] 贾玥, 李英梅, 董雪. 一种大流量快响应四机组合电磁阀的集成设计[C]//中国航天第三专业信息网第四十届技术交流会暨第四届空天动力联合会会议论文集. 2019: 304-308.
 - [9] 王春民, 沙超, 魏学峰, 等. 基于 AMESim 和 ANSYS 的直动式电磁阀动态特性仿真分析[J]. 机床与液压, 2017, 45(21): 160-163.
 - [10] 郭亦平, 黄宇明, 王益民, 等. 基于 AMESim 仿真的船用电源换向阀动态特性分析[C]//2021 年数字化造船学术交流会议论文集. 中国造船工程学会, 2021: 31-39.
-
- 作者简介:**张猛(1999-), 男, 汉族, 辽宁葫芦岛人, 硕士研究生在读, 学士, 从事航空机载阀类产品的相关研究, 就读于沈阳理工大学机械工程学院。
- 通讯作者:**韩辉(1976-), 男, 汉族, 副教授, 工学博士, 硕士生导师, 研究方向: 机械系统振动检测与故障分析、动平衡测试、超声波探伤。
- 收稿日期:**2023-08-09

作者简介:张猛(1999-),男,汉族,辽宁葫芦岛人,硕士研究生在读,学士,从事航空机载阀类产品的相关研究,就读于沈阳理工大学机械工程学院。

通讯作者:韩辉(1976-),男,汉族,副教授,工学博士,硕士生导师,研究方向:机械系统振动检测与故障分析、动平衡测试、超声波探伤。

收稿日期:2023-08-09

the lightweight design method for the receiving antenna was proposed. The installation position was re-selected, the cantilever length, section bending stiffness, bolt layout and material were optimized, and the total weight of the receiving antenna was reduced to 1.5 kg. The random vibration analysis was carried out, and all the indexes met the installation requirements. This study can provide experience reference for the design of ring antenna parts on the engine.

Keywords: propeller, telemetry system, receiving antenna, mass, cantilever length, bending stiffness

0 引言

螺旋桨是将发动机输出扭矩转换为拉力/推力,驱动飞机前进的重要部件^[1]。螺旋桨工作在高转速、大离心力、复杂气流激振环境下,对螺旋桨进行振动应力、桨叶角、温度等参数的测量是螺旋桨类飞机设计定型/型号合格审定中的重要课题。螺旋桨遥测系统是将应变、角度、温度信号从高速旋转的螺旋桨传输至静止部件的专用测量系统,主要包括遥测发射盘、发射天线、接收天线、射频放大器、接收机与感应电源激励器等^[2-5]。本研究中螺旋桨装配于某民用飞机,在型号试飞中需要分别设计研制螺旋桨振动应力遥测系统和螺旋桨桨叶角遥测系统,为飞机型号合格审定提供关键数据。

螺旋桨遥测系统采用无线近距遥测、感应供电方式,在接收天线上集成了射频线圈和感应供电线圈。根据前期与设计单位协调的安装接口,可利用发动机减速器机匣上原用于安装螺旋桨防冰电刷的10个M8螺栓来进行固定,据此进行接收天线设计。为使接收天线固有频率避开螺旋桨工作转速及其低阶倍频,对接收天线支承结构进行加强,导致整体质量达10 kg,不满足设计单位要求。因此通过对接收天线的传力路径进行分析,重新选择短舱整流罩上的铆钉孔为安装接口,并提出了一系列轻量化设计措施,包括缩短悬臂长度、增大弯曲刚度、将单螺栓集中受力改为多螺栓分散受力等,成功完成接收天线设计,优化后的接收天线质量仅为1.5 kg。对优化后的接收天线进行随机振动分析,各方向最大振动应力低于材料疲劳极限,符合装机要求。

1 接收天线设计思路

接收天线设计流程如图1所示,分别确定天线环结构形式和安装接口,然后进行结构设计和材料选取,并开展有限元模态分析,确定接收天线结构固

有频率,分析是否与螺旋桨转子频率重合而发生共振,并统计重量重心,交由设计单位评估装机可行性和影响,如存在共振危险或重量重心不符合要求,则修改结构或重新选择材料并重复后续流程。

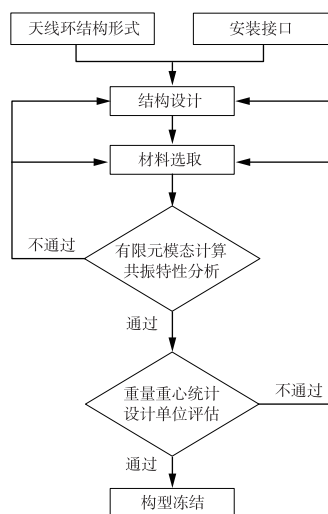


图1 接收天线设计流程

2 初始构型设计

2.1 设计方案

遥测系统的发射天线和接收天线是成对工作的,需要在结构尺寸和工作频点上密切配合。根据螺旋桨和发动机结构,在初始构型中借助发动机减速器机匣上原用于安装螺旋桨防冰电刷的螺栓孔来固定接收天线。为避开螺旋桨防冰电刷和减速器机匣上的电气部件,接收天线设计的结构如图2所示,由三部分组成,由两个半圆形支撑环组合成1个圆形支撑环,向轴心方向伸出10个安装耳片,用于在减速器机匣上固定,天线支架为环形结构,通过螺栓孔与环形支撑板连接。接收天线与发射天线径向相套,保持3 mm左右的径向间隙,如图3所示,其中宽16 mm的深槽内集成感应线圈,宽10 mm的浅槽内集成射频线圈。

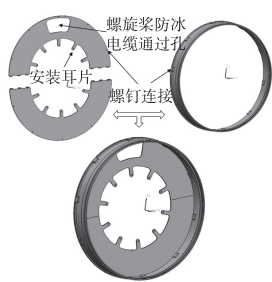


图2 接收天线初始构型

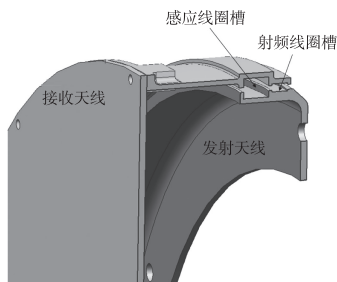


图3 接收天线与发射天线配合关系

2.2 存在问题

接收天线初始构型设计方案安装牢固,对发动机减速器结构的影响小,但存在以下问题:

(1) 接收天线首选材料为 7075 铝合金,密度仅为 2800 kg/m^3 ,具有超高的屈服强度和优异的抗疲劳性能,对接收天线初始构型进行有限元模态分析,绘制坎贝尔图,如图 4 所示,接收天线 1 阶固有频率与螺旋桨转速 3 倍频接近,在慢车和巡航状态的共振裕度分别为

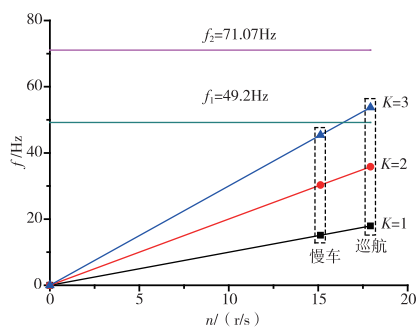


图4 接收天线支撑环为 7075 铝合金的坎贝尔图

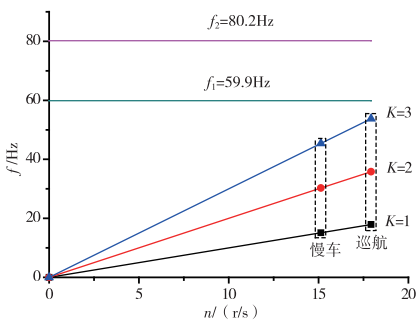


图5 接收天线支撑环为 30CrMnSiA 高强度钢的坎贝尔图

8.4% 和 8.5%。为规避共振风险,将支撑环材料更换为 30CrMnSiA 高强度钢,坎贝尔图如图 5 所示,采用 30CrMnSiA 后,1 阶固有频率相比 7075 增加了 21.7%,共振裕度达到 11.4%。

(2) 虽然支撑环采用 30CrMnSiA 高强度钢提高了共振裕度,但 30CrMnSiA 高强度钢密度较大,导致接收天线整体重量过大,达 10 kg,若在支撑环上

开孔减重,又会引起固有频率明显下降。减重方案如图 6 所示,坎贝尔图如图 7 所示。虽然重量下降至 4.25 kg,但固有频率亦随之下降,1 阶固有频率为 39.2 Hz,与巡航状态螺旋桨转速 2 倍频接近,共振裕度为 9.4%,2 阶固有频率为 50.3 Hz,与巡航状态螺旋桨转速 3 倍频接近,共振裕度仅有 6.4%。

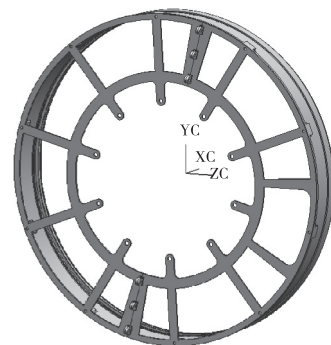


图6 支撑环减重方案三维模型

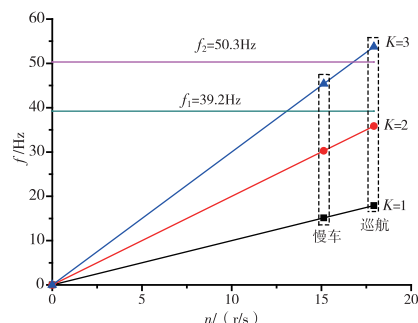


图7 支撑环减重方案坎贝尔图

以目前的设计思路,在接收天线共振裕度与重量方面始终无法达到平衡,必须考虑对方案进行改进,在改善振动特性的同时减轻结构重量。

3 轻量化设计

天线环的构型是遥测系统信号传输的硬性要求,基本无法更改,并且从前述分析来看,接收天线的重量主要是支撑环贡献的,因此针对支撑环进行了设计改进,重新协调了安装位置,缩短悬臂长度,同时优化截面弯曲刚度、材料和螺栓布局形式等。

3.1 安装位置改进

接收天线整体为圆筒形悬臂结构,根据机械振动原理,对悬臂结构而言,在其他条件相同的情况下,悬臂长度越长,则结构刚度越低,固有频率也越低。接收天线安装孔分度原直径 $\phi = 315.9 \text{ mm}$,悬臂距离较长,为了增加支撑环刚度,只能选择采用 30CrMnSiA 高强度钢,并设计安装耳片厚度达到 4 mm,导致了接收天线重量大幅增加。因此通过协

调,重新规划了安装接口,如图8所示。选取短舱整流罩上的5个区域作为安装接口,其中在整流罩安装环上的3个区域安装直径与原方向相当,另有2个区域位于整流罩内缘加强边上,分度圆直径达595 mm,悬臂长度大幅缩短,能够有效提高支撑环的刚度,并减少多余质量。

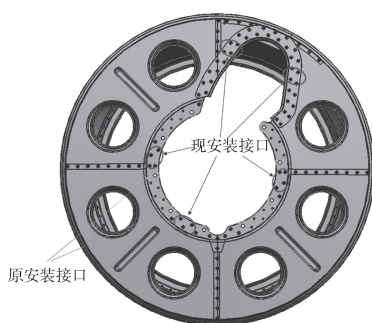


图8 改进前后的安装位置示意图

3.2 截面弯曲刚度优化

由模态分析结果可知,接收天线振动时支撑环的支撑片主要受弯矩作用,截面弯曲刚度主要由截面惯性矩决定,为进一步提高截面弯曲刚度,将原矩形截面改进为“几”字型截面,如图9所示。

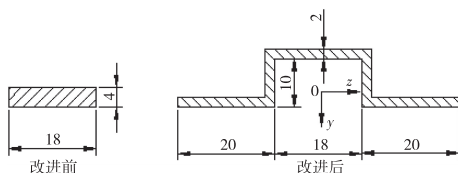


图9 改进前后的截面形状

截面惯性矩按如下公式计算：

$$I_z = \int y^2 dA \quad (1)$$

其中, dA 为面积单元, y 为该面积单元相对于 y 轴的坐标。对改进前的截面,惯性矩为:

$$I_{z1} = \frac{bh^3}{12} = 96 \text{ mm}^4 \quad (2)$$

对改进后的截面,惯性矩为:

$$\begin{aligned} I_z &= \int_{-10.05}^{-8.05} 22y^2 dy + \int_{-8.05}^{-0.05} 4y^2 dy + \int_{-0.05}^{-1.95} 40y^2 dy \\ &= 4412.8 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (3)$$

通过截面形状改进,截面积由 72 mm^2 增加至 156 mm^2 ,增加了116.7%,但截面惯性矩从 96 mm^4 增加至 4412.8 mm^4 ,增加了4641.7%,可见改进效

果明显。

3.3 螺栓布局形式优化

支撑环原安装接口为每个耳片用1个M8螺栓连接,改变安装接口后,可借助整流罩结构上的铆钉孔,采用多点布局的方式,用多个螺栓分散承载,如图10所示。

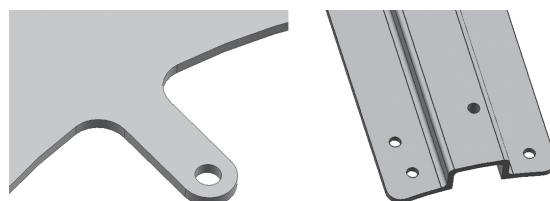


图10 螺栓布局形式优化

在给定相同的剪切载荷 F_t 下,螺栓组的剪切应力用下式计算:

$$\tau = \frac{4 \times F_t}{n \times \pi d^2} \quad (4)$$

其中, n 为螺栓数量, d 为螺栓公称直径。

假设 $F_t = 1000 \text{ N}$,单个耳片原方案中M8螺栓剪切应力为 9.9 MPa ,改进方案中每个M4螺栓剪切应力为 19.9 MPa ,在满足螺栓强度的情况下,改进方案由集中承载改为分散承载,结构安全性明显优于单点承载方案。

3.4 材料优化

接收天线材料的选取主要受固有频率和随机振动应力水平影响,对改进后的接收天线分别赋予7075铝合金和30CrMnSiA高强度钢材属性,进行有限元模态分析和随机振动应力分析。三维模型和有限元网格模型如图11所示,在螺栓连接部位施加固支约束,进行模态求解。

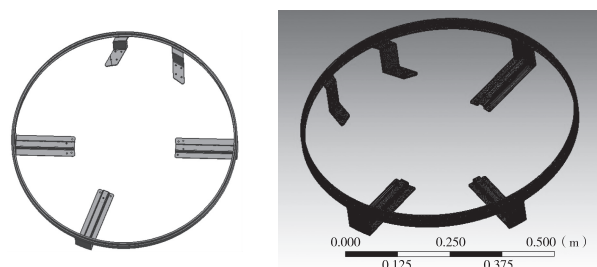


图11 改进后的接收天线三维模型和有限元网格

采用7075铝合金和30CrMnSiA高强度钢的各阶固有频率计算结果如表1所示,可见两种材料方

案的固有频率几乎一致,因此选用重量更轻的 7075 铝合金。经计算,改进后的接收天线重量仅有 1.5 kg,为原方案的 15%,该质量得到了设计单位的认可。

表 1 选用不同材料的固有频率(Hz)

固有频率阶次	7075 铝合金	30CrMnSiA 高强度钢
1	98.418	98.132
2	118.61	118.17
3	137.82	137.21
4	163.3	162.89
5	201.2	200.96

针对两种材料的模态分析结果作坎贝尔图,如图 12 所示,可见改进后的接收天线固有频率与螺旋桨和发动机各状态转子频率均不重合,共振裕度达 20.8%。

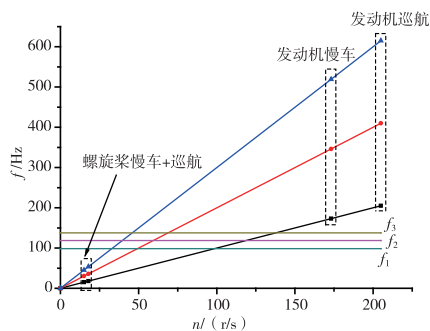


图 12 改进后的接收天线坎贝尔图

对接收天线进行随机振动响应分析,结果如图 13 所示,最大振动应力为 105.1 MPa,材料疲劳极限为 167 MPa 左右,符合高周疲劳无限寿命设计准则,满足装机长期工作要求。

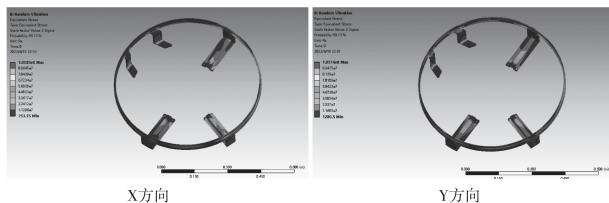


图 13 接收天线随机振动应力云图

天线环与支撑环材料同为 7075 铝合金,将原方案的分体式结构改进为一体化结构,能够避免两部分螺栓连接带来的安装偏心问题,并减少加工工序,节省成本和时间。

4 结论

针对螺旋桨遥测系统接收天线重量过大,超出设计要求的问题,通过力学模型分析,提出了接收天线轻量化设计方法,开展了以下设计优化工作:

(1)重新选择安装位置,使接收天线支撑环悬臂长度有所缩短,可同时提高刚度和减轻部分质量;

(2)优化截面形状,在截面面积增加 116.7% 的情况下,弯曲刚度增加 4641.7%,截面抗弯性能大幅提高;

(3)将每个悬臂单螺栓集中承载改为多螺栓分散承载,螺栓剪切应力保持不变,但提高了可靠性;

(4)在支撑环悬臂长度缩短和截面弯曲刚度提高的前提下,将支撑环材料改为 7075 铝合金,共振裕度和随机振动应力均满足要求,并将天线环的分体式结构改进为一体化结构。

通过上述优化工作,将接收天线重量从 10 kg 减轻至 1.5 kg,满足设计单位要求,同时还提升了共振裕度,避免了安装偏心问题,并可节省加工周期与成本,本文的设计思路和结果可为其他螺旋桨遥测系统接收天线设计提供参考。

参考文献

- [1] 姜健. 飞机推进原理[M]. 北京:航空工业出版社, 2018:23-24.
- [2] 张强,张永峰,任瑞冬,等. 航空螺旋桨应力遥测系统研制与应用[J]. 机械研究与应用, 2014(4):100-102.
- [3] 屈玉池,白向丽,张永峰. 空气螺旋桨应力载荷飞行试验研究[J]. 飞行力学, 2006(12):88-90.
- [4] 屈玉池. 某型螺旋桨试飞应力载荷测量[R]. 西安:中国飞行试验研究院, 1997.
- [5] 陶冶,张强,张永峰. 民用航空螺旋桨应力测量试验与分析[J]. 工程与试验, 2013(2):24-26.

作者简介:王焱(1996-),男,硕士,助理工程师。主要研究方向:动力装置结构特性与强度飞行试验技术。
牛宏伟(1990-),男,硕士,高级工程师。主要研究方向:动力装置结构特性与强度飞行试验技术。
翟亚浩(1993-),男,硕士,工程师。主要研究方向:动力装置结构特性与强度飞行试验技术。

收稿日期:2023-10-22

后角形式对钻头性能的影响

廖湘辉¹, 尹麒麟¹, 汪万勇²

(1. 三峡大学 机械与动力学院, 湖北 宜昌 443000; 2. 宜昌永鑫精工科技股份有限公司, 湖北 宜都 443000)

摘要:后角形式对钻头的切削力、应力、温度等有着重要的影响。对钻头整个的切削过程建立三维模型, 并进行热力耦合仿真, 分析了不同后角形式的钻头在干切状态下的 Mises 应力、切削力及温度的变化状况, 找出两者之间的优缺点。建立内冷状态下钻头和冷却液流入流出三维模型, 并进行热流耦合仿真, 分析了不同后角形式的钻头冷却液流动及温度变化情况, 找出两者之间的差距。为钻头的设计思路和应用场景提供参考。

关键词:钻头 有限元仿真 后角 热力学 流体力学

中图分类号: TG714

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)04-0027-04

Influence of backangle form on drill performance

LIAO Xianghui, YIN Qilin, WANG Wanyong

Abstract: The form of the back angle has a significant impact on the cutting force, stress, temperature, etc. of the drill. A three-dimensional model of the entire cutting process of the drill was established, and thermal coupling simulation was carried out to analyze the Mises stress, cutting force, and temperature changes of the drill with different back angle forms under dry cutting state, and to identify the advantages and disadvantages of the two. A three-dimensional model of the inflow and outflow of the coolant of the drill under internally cooled state was established, and heat flow coupling simulation was conducted to analyze the flow and temperature changes of the coolant of the drill with different back angle forms, and to identify the differences between the two. This study has provided reference for the design and application of the drill.

Keywords: drill, finite element simulation, back angle, thermodynamics, hydrodynamics

0 引言

现代制造业 90% 以上的机械加工方法是切削加工。而只占制造加工成本的 2% ~ 5% 的刀具, 却可以影响占 38% 制造成本的人工费和 20% 的机床费^[1]。航空航天及运输制造业的机械加工中钻孔工序的比重约占 50%^[2]。钻头使用广泛, 但钻削加工却是机械加工较困难和复杂的加工方法之一。

钻头是半封闭式加工, 与开放式加工的铣刀、车刀相比, 钻头的切屑排出困难、加工产生的热量不易消散。在这种加工工况下, 钻头切削刃磨损更快, 容易出现崩刃导致的切削力变大、切屑不断, 划伤工件孔壁, 甚至断刀使得工件报废。所以钻头一直是国内外学者刀具领域的研究重点。王乐、邵强等研究了圆弧型、锐刃、瀑布型、负倒棱刃口等钝化方式的

钻头对切削性能的影响, 发现瀑布型刃口钻头的刀具寿命、切屑形态、刀具磨损情况较佳^[3]。胡健、孙玉双等研究了微钻头支撑位置和方式的不同对微钻的弯曲变形的影响^[4]。施龙飞、李玉堂等研究了刃形、刃口强化方式对钻头的加工寿命的影响^[5]。J. Fernández-Pérez 等研究了航天航空复合材料用钻头几何结构的不同对钻头的磨损演变过程、切削力的影响^[6]。Marimuthu P K 等使用有限元软件研究了钻削加工中残余应力、切削的变化趋势^[7]。Fujiwara S 等针对压铸模具和塑料模具中的冷却孔开发专用钻头, 消除孔壁与孔底之间的微小步长差异, 降低了孔壁粗糙度^[8]。董坤阳、黄树涛等运用有限元软件对钻削加工镍基合金薄壁件中的残余应力及变形情况进行了研究^[9]。孟庆勋研究了钻头结构对 CFRP 材料在钻削加工过程中分层、毛刺、基体灼

伤、微裂纹和纤维拔出等多种损伤形式的影响^[11]。

本文通过热力学、流体力学等有限元仿真方法研究平面型后角和铲磨型后角对钻头切削过程中受力、受热的影响。

1 钻头三维模型建立

通过三维软件建立钻头模型。图 1(a)为铲磨型后角钻头端面,图 1(b)为平面型后角钻头端面。

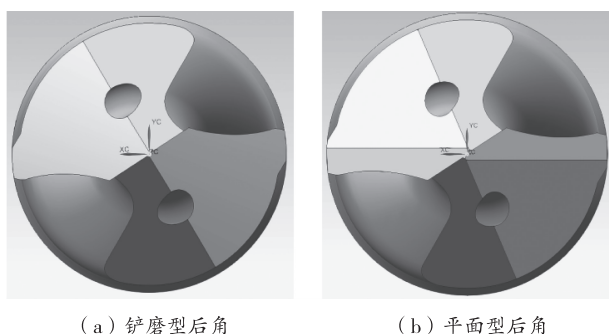


图 1 钻头

两种钻头的刃径、后角、螺旋角、槽型等参数相同,仅后角刃磨方式不同。

2 热力耦合仿真

钻削仿真中,被加工材料为 6061 铝合金,干切无冷却,加工参数: $S=3000$ r/min、 $F_r=0.2$ mm/r,旋转角度 720° 即仿真设置钻头转两圈结束。为提高仿真计算效率,本模型去掉了刀具不参与切削的部分,只对刀具的切削齿和工件被加工部分进行网格加密。刀具及工件模型均运用自适应网格划分技术,接近变形区的网格会自动细化以避免因网格畸变而引起的问题。图 2 为刀具和工件仿真模型。

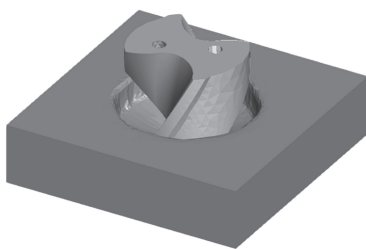


图 2 网格划分

2.1 Mises 应力

如图 3 所示,CM 为铲磨后角钻头,PJ 为平面后角钻头。铲磨后角钻头横刃和主切削刃 Mises 应力红色区域比平面后角钻头小;内刃 Mises 应力红色

区域则比平面后角钻头的大。

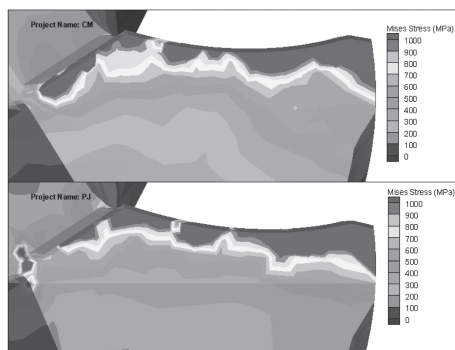


图 3 Mises 应力分布

2.2 切削力

钻头切削力主要体现在轴向,图 4 为钻头加工过程中的轴向力变化趋势曲线。从曲线变化来看,平面后角钻头的切削力略大于铲磨后角钻头。

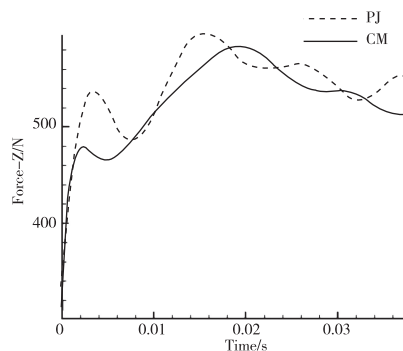


图 4 等温线

2.3 温度

仿真设置钻头只转两圈,所以刀具温度偏低。如图 5 所示,铲磨后角和平面后角钻头的等温线比较相似,但平面后角钻头同等温线区域要比铲磨后角的大。

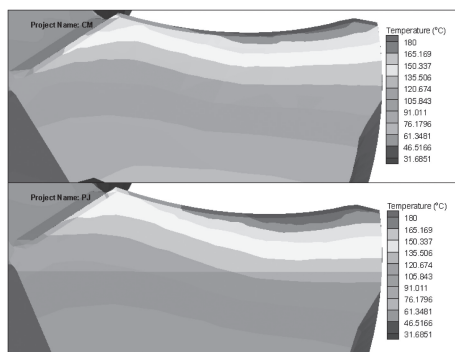


图 5 等温线

切削力越大、Mises 应力越大、温度越高,刀具越容易磨损。通过热力耦合仿真结果可知,平面后角钻头的横刃、主切削刃比铲磨后角钻头更容易磨损;而铲磨后角钻头内刃比平面后角钻头更容易被破坏。总体来讲,铲磨后角钻头比平面后角钻头,刃口强度略优,干切状态下温度略低。

3 热流耦合仿真

热力耦合仿真模拟的是干切的方式,无法体现内冷时冷却液对钻头温度的影响。热流耦合仿真可以模拟冷却液从冷却孔到容屑槽的流动和钻头温度分布的情况。热流耦合仿真发热功率设置为 1 W,冷却液压力为 8 bar。

3.1 冷却液

如图 6 所示,铲磨后角钻头冷却液最大流速为 38.47 m/s,平面后角钻头冷却液最大流速为 38.45 m/s,最大流速差异可忽略不计。但平面后角钻头后刀面冷却液流速和曲线密度都比铲磨后角大,这种差异出现的主要原因可能是平面后角钻头的第二后角让钻尖区域有更大的容屑空间,使得冷却液流动更顺畅。

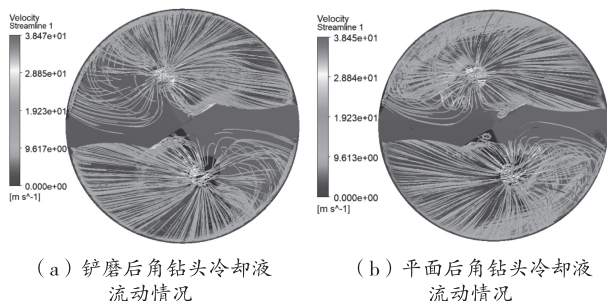


图 6 冷却液

3.2 温度

如图 7 所示,铲磨后角钻头最高温度为 731.4 K,比平面后角钻头的 692.2 K 高 39.2 K,等温线分布区域面积也比平面后角钻头的大。两种后角形式的钻头呈现出越接近内冷孔,降温效果越好、温度越低的情况。

钻头旋转运动时,横刃中心速度几乎为零,越靠近周刃,速度越快,温度也越高。而刀尖离冷却孔远,且后刀面与工件空间较小,冷却液难以到达,因此温度高。钻尖区域容屑空间越大,冷却液存留越

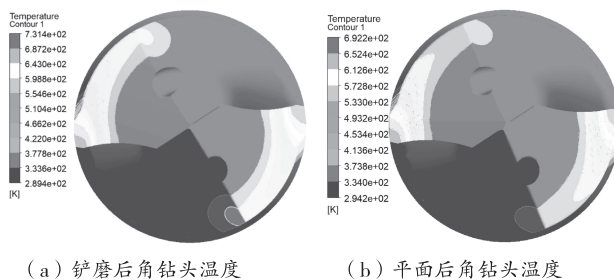


图 7 温度

多、流动越快,刀具温度越低。平面后角钻头因第二后角的存在,钻尖区域容屑空间比铲磨后角钻头大,所以其冷却效果较好。

4 结论

通过对铲磨后角和平面后角钻头切削过程的有限元仿真分析,得到以下结论:

- 1) 铲磨后角钻头刃口强度略优于平面后角钻头;
- 2) 干切状态下,铲磨后角钻头受热情况略优于平面后角钻头;
- 3) 内冷状态下,平面后角钻头的冷却液流动和降温效果略优于铲磨后角钻头。

参考文献

- [1] 汪哲能. 刀具技术在现代制造中的作用分析[J]. 制造业自动化, 2010, 32(7): 132-133.
- [2] 熊良山, 师汉民, 陈永洁. 钻头与钻削研究的历史、现状与发展趋势[J]. 工具技术, 2005, 39(8): 11-14.
- [3] 王乐, 邵强, 冉春秋, 等. 硬质合金钻头刃口钝化型式对钻削 42CrMo 的影响[J]. 工具技术, 2018, 52(3): 4.
- [4] 胡健, 孙玉双, 张辉, 等. 超大长径比极细硬质合金微型钻头结构及涂层技术研究[J]. 硬质合金, 2022, 39(5): 9.
- [5] 施龙飞, 李玉堂, 张振刚, 等. 整体硬质合金钻头刃磨和强化[J]. 工具技术, 2018, 52(2): 2.
- [6] FERNÁNDEZ - PÉREZ J, CANTERO J L, DÍAZ - LVAREZ J, et al. Tool wear and induced damage in CFRP drilling with step and double point angle drill bits[J]. Procedia manufacturing, 2019, 41: 610-617.
- [7] MARIMUTHU P K, THIRTHA P H P, CHETHAN K C S. Force, stress prediction in drilling of AISI 1045 steel using finite element modelling[J]. Iopconference, 2017, 225: 012030.

基于 AMESim 的逆向作用式减压阀动态特性的研究*

褚志伟^{1,2}, 刘凤丽¹, 周圣人²

(1. 沈阳理工大学 机械工程学院, 辽宁 沈阳 110000; 2. 宜宾三江机械有限责任公司 研发中心, 四川 宜宾 644000)

摘 要:减压阀输出压力的稳定性及输出压力达到稳定的快速响应是判别减压阀优劣的重要性能指标。基于某型号逆向作用式减压阀的结构及工作原理,应用 AMESim 数值仿真软件构建减压阀各个组成部件的仿真分析模型,研究减压阀压力流量特性及其动态特性;通过搭建减压阀工作测试平台对比验证,验证了仿真模型的正确性;通过改变模型中不同基本参数的值,研究了不同结构参数对减压阀动态特性的影响,为同类型减压阀的设计和参数优化提供了理论支持。

关键词: 逆向作用式减压阀 AMESim 参数优化 动态特性

中图分类号:TH138

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0030-06

Research on dynamic characteristics of reverse acting pressure reducing valve based on AMESim

CHU Zhiwei, LIU Fengli, ZHOU Shengren

Abstract: The stability of the output pressure of the pressure reducing valve and the fast response to stable output pressure are important performance indicators of the pressure reducing valve. Based on the structure and working principles of a certain type of reverse acting pressure reducing valve, the simulation analysis model of each component of the pressure reducing valve is constructed by using AMESim numerical simulation software to study the pressure flow characteristics and dynamic characteristics of the pressure reducing valve. The correctness of the simulation model is verified by building a testing platform for the operation of the pressure reducing valve. By changing the values of different basic parameters in the model, the influence of different structural parameters on the dynamic characteristics of the pressure reducing valve is studied, providing theoretical support for the design and parameter optimization of similar pressure reducing valves.

Keywords: reverse acting pressure reducing valve, AMESim, parameter optimization, dynamic characteristics

0 引言

1895 年,美国设计师爱德华设计出了一种减压阀^[1];1966 年,J. VANDER HORST 提出了一种新的

减压阀结构,该结构略微增大了溢流作用的有效截面,但是这种结构体积大,成本高并且非常复杂;1973年,J. C COOL 开发出了长、宽、高尺寸仅为7 mm、9 mm、2.5 mm的非常小的减压阀;与此同时,

- [8] FUJIWARA S, MURA H. Research on drilling for cooling hole of die and mold[C]//Proceedings of the manufacturing & machine tool conference. 2019; D11.
- [9] 董坤阳, 黄树涛, 于晓琳, 等. GH4169 镍基高温合金薄壁钻削过程中的应力及变形研究[J]. 机床与液压, 2021, 49(13): 8.
- [10] 孟庆勋. CFRP 制孔损伤机理及钻头结构改型方法研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2018.

作者简介:廖湘辉(1964-),男,湖北宜昌人,三峡大学机械与动力学院教授,主要从事水电工程施工技术的研究及配套专用施工设备的研制。

汪万勇(1975-),男,湖北宜昌人,宜昌永鑫精工科技股份有限公司董事长。

收稿日期:2023-11-13

日本的 SMC 公司还发明了长宽仅为 50 mm、10.6 mm, 输出压力在 0.1 ~ 0.7 MPa 之间的小型减压阀。随着计算机科学、控制理论和自动化仪表等先进技术的快速发展, 减压阀的控制也从简单的开关控制发展到精确的比例减压阀控制。在此期间, 许多生产和制造的过程需要来自气源的更高压力, 这使得高压气动元件成为了工业发展的必然趋势^[2]。

本文研究的是逆向作用式减压阀, 在这类减压阀中, 高压气体 P_1 作用在活门上的合力使活门有关闭的趋势, 活门打开的方向与气体流动的方向相反。其原理如图 1 所示, 与其他减压阀相比, 具有流量特性偏差较小的特点。用于飞机的机电系统, 安装在起落架上, 起到特殊情况紧急放下起落架的功能, 对于飞机及机上人员安全起着至关重要的作用。

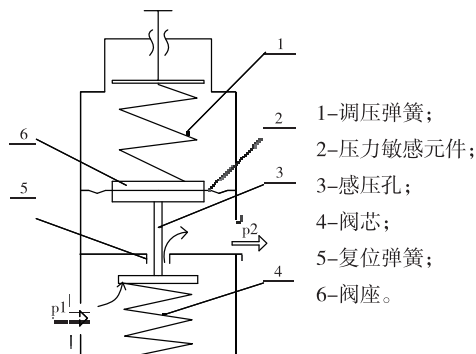


图1 逆向作用式减压阀简图

在减压阀工作时, 来自系统内的输入压力通常不大于 45 MPa, 属于高压减压阀的范畴, 而其下游构件要求压力在 20 MPa 左右, 因此需要空气减压阀来将输入的高压气体降至要求值后输出, 确保起落架在稳定的可调压力下稳定下降。因此, 如何更好地优化减压阀结构设计, 使机电系统能够在不同模式下保持稳定的输出压力和降压阀流量, 是保证起落架下落的关键环节。

在对减压阀仿真研究方面, 储景瑞^[3]等使用 MATLAB/Simulink 软件搭建比例减压阀系统仿真模型, 研究进气、排气阻尼孔参数与阀芯开度间耦合特性对比例减压阀减压特性的影响, 使出口压力控制精度及响应速度得到提升, 为同类型高压气动减压阀优化设计提供一定参考。彭育辉^[4]等针对减压阀出口压力的不稳定性问题, 用 Amesim 仿真程序

为每个减压阀腔室创建模拟模型, 研究不同关键参数对减压阀动态特性的影响, 为该减压阀设计改进提供理论支撑。针对不同结构参数对动态特性影响的不同, 伊文娟^[5]等创建了所研究阀体的动态数学模型, 通过数值分析, 可以确定最重要的结构参数对减压器稳定性的影响, 提出了提高减压阀响应速度和稳定性的基本方法; 白晓瑞^[6]分别列举了对减压阀动态特性有影响的参数。

闫耀保^[7]等针对氢能源汽车输氢系统的 70 MPa 两级气动减压器, 使用 Fluent 软件进行压力场和速度场计算与分析, 根据流场分布数据, 为该类型车载减压阀结构设计提供理论依据。Wang^[8]等人基于 Amesim 构建了一个减压阀模拟模型, 主要研究了影响系统峰值时间和稳定时间的结构参数。

郑丽^[9-10]等人使用 Fluent 软件研究了大流量减压阀开闭过程中内流场的变化和动态特性。陈昌佩^[11]等研究了一种 70 MPa 两级氢气减压器, 利用 Fluent 软件对内部流场进行三维模拟, 表明该减压器在较高压力下可以实现减压, 确定了高速低温区域, 为后续改进结构、优化参数提供参考依据。针对高压气动减压阀中滑阀式先导阀出现的缝隙泄露问题, 徐志鹏^[12]等建立了考虑泄露影响的数学模型, 综合减压阀工作条件和先导阀结构参数等影响因素对其进行了仿真, 结果表明泄露能提高压力响应速度的同时, 也增大了压力超调, 使减压阀达到稳定的时间变长从而降低了压力稳定性, 仿真结果对减压阀优化设计及合理应用有较大参考价值。

目前, 已发表文献中空气减压器减压特性的研究主要集中在软件建模分析上, 所建立的减压阀模拟模型未经实验结果验证, 改进减压阀结构参数后未进行实验对比验证。本文针对某型号逆向作用式气动减压阀, 根据其结构和工作原理, 考虑实际工况和其他影响因素, 应用 AMESim 建立了该减压阀的仿真模型, 通过试验验证了其准确性, 并且研究流量系数、调压弹簧刚度、调压弹簧预紧力、运动部件质量、运动部件位移、复位弹簧预紧力、复位弹簧刚度等结构参数对减压阀动态响应的影响, 为优化减压阀结构参数提供了理论依据。

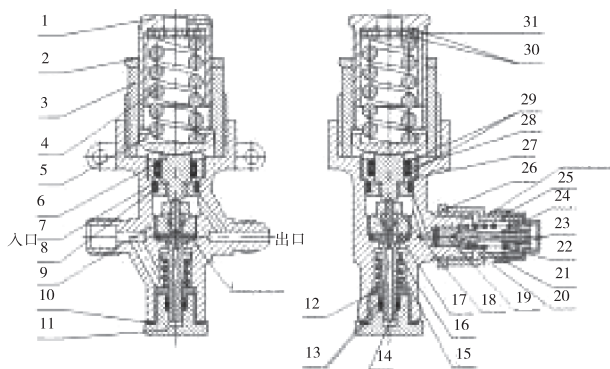
1 逆向作用式气动减压阀

1.1 减压阀的结构

本文研究的减压阀由盖(3)、调压弹簧(4)、弹簧支座(5)、垫块(6)、复位弹簧(15)、分流活门(16)、密封圈(8)、壳体(9)结构组成,如图2所示。

1.2 工作原理

空气经产品壳体(9),流经分流活门(16)到达壳体(9)上的低压腔和出口,在产品出口无气体消耗的情况下,产品低压腔的压力逐渐升高的同时,低压腔的压力通过垫块(6)、弹簧支座(5)将力传递到调压弹簧(4)上,使调压弹簧(4)压缩,同时,在复位弹簧(15)力的作用下使分流活门(16)与壳体(9)上的活门座逐渐关闭,当出口腔压力达到规定值后,分流活门(16)完全关闭,空气不再进入产品低压腔;当产品出口有气体消耗的情况下,产品低压腔的压力逐渐降低,通过垫块(6)、弹簧支座(5)将力传递到调压弹簧(4)上的力失去平衡,调压弹簧(4)的力推动弹簧支座(5)、垫块(6)顶开分流活门(16)并压缩复位弹簧(15),此时,分流活门逐渐打开,空气重新进入产品低压腔,低压腔压力又逐渐升高到规定值;产品通过上述反复动作,使产品出口压力恒定在一定范围内,实现减压功能。



1-调整螺帽; 2-保险螺帽; 3-盖; 4-调压弹簧; 5-弹簧支座; 6-垫块; 7-挡圈; 8-密封圈; 9-壳体; 10-密封垫; 11-螺帽; 12-压紧件; 13-挡圈; 14-星形密封圈; 15-复位弹簧; 16-分流活门; 17-密封垫壳体; 18-活门座; 19-安全活门; 20-安全活门; 21-弹簧座; 22-安全活门弹簧; 23-弹簧座; 24-弹簧座; 25-罩; 26-螺母; 27-压紧螺母; 28-星形密封圈; 29-挡圈; 30-推力垫圈; 31-滚针轴承。

图2 空气减压阀结构简图

当低压腔压力超过规定值时,空气经过壳体(9)上的孔推动安全活门(19),并压缩安全活门弹簧(22),此时安全活门打开,空气经安全活门(19)、

弹簧座(21)、安全活门壳体(20)上的排气孔、罩(25)排出,直至压力降低到规定值。

2 仿真模型

2.1 减压阀仿真模型

基于AMESim数值分析软件建立的减压阀仿真模型如图3所示。部件1旨在赋予气体特性,部件10通过在0~45 MPa范围内的设定曲线改变压力来模拟气体的温度和压力源,为绘制静态曲线提供压力源。构件11模拟阀体出口压力,通过该构件绘制出口压力的变化曲线,构件2~9构成了减压阀的本体,构件2、6分别模拟调压弹簧和复位弹簧,构件3、5共同模拟了活门组件的活塞运动,构件4模拟活门等运动组件的质量,构件7、8模拟高低压腔容积,构件9用来控制流量系数的变化。

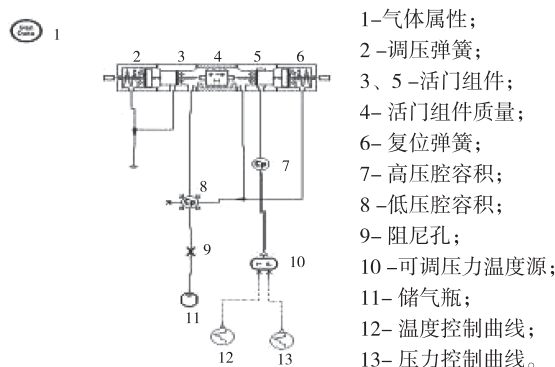


图3 减压阀仿真模型

2.2 仿真参数设置

为了在仿真模拟结果中准确反映减压阀的实际工况,表1列出了主要的参数。

表1 减压阀主要仿真参数

参数名称	参数值
调压弹簧预紧力/N	500
调压弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	485
阀芯质量/kg	0.014
阀芯位移/m	0.001
复位弹簧预紧力/N	135
复位弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	52
高压腔容积/L	0.0003669
低压腔容积/L	0.0233538
流量系数	0.75

3 仿真分析与试验对比

3.1 试验系统

试验所用到的设备如图4所示,该设备为高压阀类产品综合实验台,实验原理图见图4右上,试验时,需连接储气瓶,在设备仓门内安装好减压阀,通过调节综合实验台各旋钮,即可在压力表上读出阀体的输出压力。

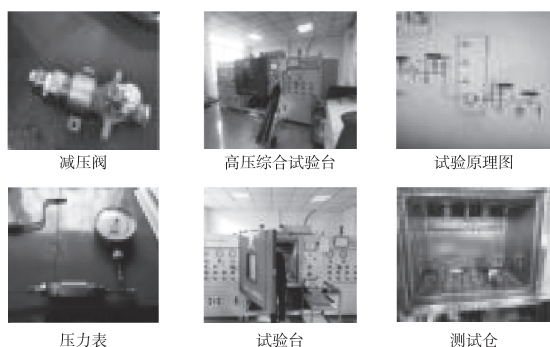


图4 减压阀性能测试试验台

3.2 减压阀静态特性

3.2.1 出口压力特性曲线

在高压综合试验台内安装减压阀,并连接气瓶,减压阀的输入压力可从0~450 bar变化,减压阀输出的相应压力变化如图5所示。

实验表明,出口压力为202 bar时减压阀活门关闭(逆向作用式减压阀初始状态的活门为打开状态),因此,在仿真模型中也将其设置为202 bar关闭,从而产生如图6中的仿真曲线,通过对比可知,仿真曲线的输出压力对入口压力的响应在预期(190~220 bar)范围内,尽管有轻微的振动。

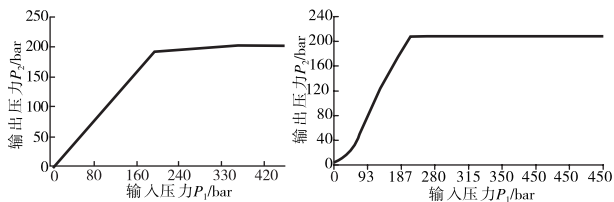


图5 减压阀压力特性
-试验曲线

图6 减压阀压力特性
-仿真曲线

对实验曲线和模拟曲线做皮尔逊相关分析,并通过皮尔逊相关系数来描述模拟的精度。如果系数在0.6~0.8,相关性强;0.8~1.0为极强相关^[4]。

皮尔逊相关系数公式如下^[4]:

$$p_{X,Y} = \text{COTT}(X,Y) = \frac{\text{cov}(X,Y)}{\sigma_X \sigma_Y} \quad (1)$$

根据公式(1),皮尔逊相关系数是协方差与两个变量标准差乘积的比值,图5和图6中两条曲线的皮尔逊相关系数计算为0.741,为强相关。

3.2.2 流量特性曲线

减速器的输入压力保持在450 bar,研究出口流量及出口压力的变化特性,图7与图8为减压阀流量仿真和试验特性曲线。

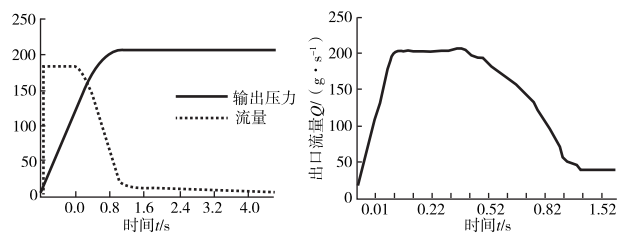


图7 流量特性-仿真曲线

图8 流量特性-试验曲线

由图7可知:减压阀流量先短暂升高,然后稳定、下降,当出口压力达到稳定时,出口流量也刚好稳定,流量变化略滞后于压力变化,但对结论影响不大。再次通过式(1)求得两曲线的皮尔逊相关系数为0.811,为极强相关。

3.3 减压阀动态特性

减压阀动态特性曲线如图9和图10所示。

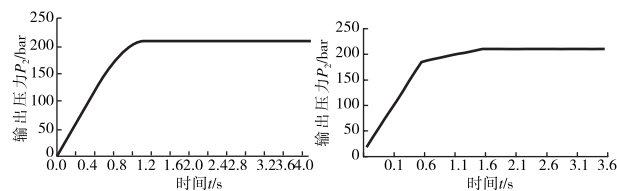


图9 减压阀动态特性
-仿真曲线

图10 减压阀动态特性
-试验曲线

在仿真结果曲线中,当输入压力维持450 bar不变时,出口压力先爬升到207 bar,然后保持不变,使得减压阀出口始终有稳定的气压输出。该组还保持450 bar的恒压输入,并在减压阀打开后不断记录输出压力的变化,如图9所示,与仿真曲线相对比。

同样,计算皮尔逊相关系数会得到两条曲线之间的相关性。根据公式(1),皮尔逊相关系数为0.865,属于极强相关。

通过比较实验结果和仿真模拟结果,本文创建的 AMESim 模型可以很好地模拟减压阀的实际工作。

4 结构参数对动态特性的影响

以往对减压阀结构参数的研究表明,减压阀调压弹簧刚度、预紧力,运动部件质量、位移是影响减压阀动态特性的主要因素。本文研究调压弹簧刚度、预紧力、流量系数等结构参数对减压阀动态响应的影响,为减压阀结构参数的优化提供理论依据。

4.1 流量系数对减压阀特性的影响

保持其他参数不变,流量系数不同的情况下,对减压阀动态特性的影响如图 11 所示。流量系数的参考值为 0.65~0.85,因此优先选取中间值 0.75,仿真时在该值的上下各取一个值分析,将流量系数分别设置为 0.65、0.75、0.85 时,分析减压阀输出压力随时间变化的特性。

由图 11 可知,随着流量系数的增大,出口压力能更快达到稳定,动态响应也随之变快,且输出压力终值会随之升高,但升高幅度不明显。因此,流量系数为 0.85 时,动态响应时间短,且出口压力在安全范围内(190~220 bar)。

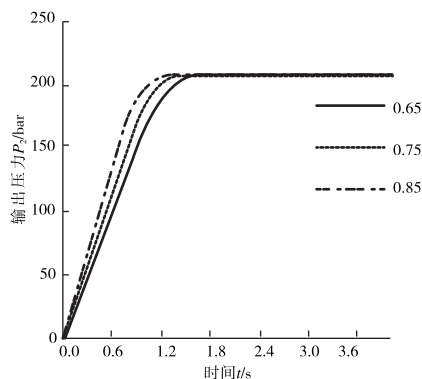


图 11 流量系数对动态响应特性的影响

4.2 调压弹簧刚度的影响

保持其他参数不变,改变弹簧刚度的值,研究其对减压阀动态特性的影响(图 12)。由于调压弹簧影响到减压阀的整体尺寸,且减压阀尺寸不能过大,因此仿真时尽量选择原数据的上下浮动值,取 445 N/m、475 N/m、505 N/m 进行仿真分析。

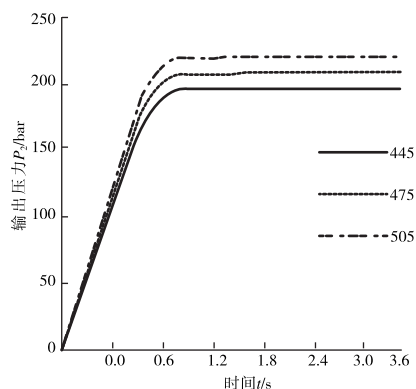


图 12 调压弹簧刚度对动态响应特性的影响

由图 12 可知,当调压弹簧刚度增大时,出口稳定压力随之升高,但在允许的范围内,且达到稳定的时间基本一致,可知该参数影响输出压力,而对响应时间快慢基本无影响,设计时优先选用中间值 475 N/m。

4.3 调压弹簧预紧力的影响

确保其他参数不变,更改调压弹簧的预加载,比较不同预加载时输出压力的曲线。减压弹簧选取不能过大,仿真时同样在原数据上下浮动,取 450 N、550 N、650 N 进行分析。

由图 13 可知,随着预紧力的升高,出口稳定压力增大,且对响应时间影响不大。设计时预紧力建议选用 550 N。

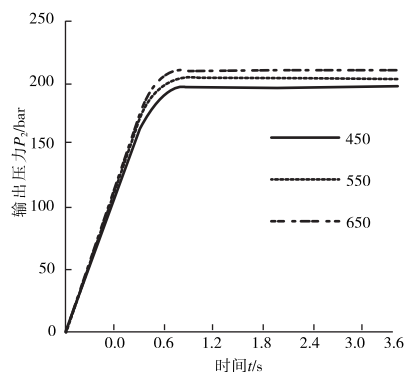


图 13 调压弹簧预紧力对动态特性的影响

5 试验验证

取优化后的参数(表 2)分别进行仿真分析和试验,结果见图 14。

表 2 减压阀主要仿真参数

参数名称	参数值
调压弹簧预紧力/N	550
调压弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	475
阀芯质量/kg	0.014
阀芯位移/m	0.001
复位弹簧预紧力/N	125
复位弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	57
高压腔容积/L	0.0003669
低压腔容积/L	0.0233538
流量系数	0.85

由图 14 可以看出,仿真曲线与试验得到的曲线比较吻合,在压力上升阶段,仿真得到的数据其输出压力升高更快,原因可能是部件密封性导致的泄露及阀芯、阀体间的阻尼。通过式(1)求得的两条曲线的皮尔逊相关系数为 0.852,为极强相关,所以仿真优化结论可用。

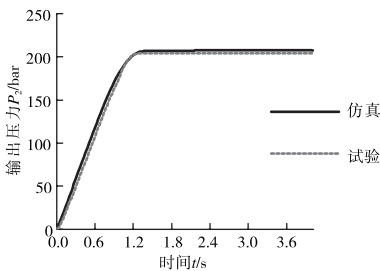


图 14 减压阀的响应特性

6 结论

本文在分析某型号航空用空气减压阀结构及工作原理的基础上,利用 AMESim PCD 库对其进行建模,通过静态和动态特性仿真模拟和实验结果比较,验证了所构建模型的准确性。并基于此结果,对减压阀各主要结构参数对其动态性能的影响规律进行了更详细的研究,结果表明:基于 AMESim 构建减压阀工作的仿真模型是正确可行的;流量系数对阀件响应速度的影响较为明显,表现为流量系数越大,减压阀响应越快;适当增大调压弹簧刚度及预紧力可提高阀出口压力的稳定性。

参考文献

[1] SORLIM,FIGLIOLINI G,PASTORELLI S. Dynamic model and experimental investigation of a pneumatic proportional pressure valve[J]. Asme transactions on mecha-tronics,2004,9:78-85.

[2] SMC(中国)有限公司. 现代气动实用技术[M]. 北京:机械工业出版社,2003.

[3] 储景瑞. 大减压比高压气动比例减压阀阻尼孔耦合特性仿真研究[J]. 液压与气动,2020,2(2):9-14.

[4] 彭育辉. 基于 AMESim 的 CNG 双级减压阀动态特性的研究[J]. 液压气动与密封,2018,3(1):14-19.

[5] 伊文娟. 减压阀动态响应特性与稳定性研究[J]. 液压力气动与密封,2013,39(3):24-35.

[6] 白晓瑞. 先导式减压阀结构参数对其静态特性影响分析[J]. 液压气动与密封,2013,33(11):6-10.

[7] 阎耀保. 车载高压气动减压阀压力场与速度场研究[J]. 中国工程机械学报,2011,9(1):1-6.

[8] WANG Q Y,ZHU Y,HUANG H J,et al. The simulation model and dynamic performance for pressure control car-tridge valve based on AMESim[C]//2011 International Conference on Consumer Electronics, Communications and Networks (CECNet). IEEE,2011:2788-2791.

[9] 郑丽. 减压器开启过程内部流场的动态仿真和特性研究[J]. 火箭推进,2009,35(1):36-40.

[10] 郑丽. 减压器关闭过程内部流场的动态仿真和特性研究[J]. 航空发动机,2011,37(6):9-12.

[11] 陈昌佩. 高压氢气减压器内部流场仿真分析[J]. 液压力与气动,2022,46(3):128-137.

[12] 徐志鹏. 滑阀先导式高压气动减压阀间隙泄露特性研究[J]. 浙江大学学报(工学版),2009,43(10):1789-1793.

基金项目:2022 年度教育厅基本科研项目(IJKMZ20220601)。

作者简介:褚志伟(1998-),男,硕士学历,研究方向:微机械电子系统。

收稿日期:2023-09-09

基于贯流风机的风机盘管结构与优化

李华南

(开利空调冷冻研发管理(上海)有限公司,上海 201206)

摘要:针对风机盘管低成本、低噪声和高性能的市场需求,采用内部 Coil-PC 系统设计软件、ANSYS Fluent 及 Creo (PRO/E) 等工具对 FCU 各个零部件进行参数化设计、气动性能优化、虚拟装配及样机搭建。最后对设计优化后的试验样机进行风量、振动、噪声及制冷量测试,验证了该 FCU 设计的可行性和可靠性,为后续 FCU 研发设计工作提供了重要的指导意义。

关键词:FCU 结构设计 贯流风机

中图分类号:TH12

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0036-05

Fan coil unit structure design and optimization of cross-flow fan

LI Huanan

Abstract: In response to the market demand for low-cost, low-noise, and high-performance fan coil units, the internal Coil-PC system design software, ANSYS Fluent, and Creo (PRO/E) were used to parameterize the design, optimize the aerodynamic performance, and construct the prototype. Finally, the optimized experimental prototype was tested for air volume, vibration, noise, and cooling capacity, which verified the feasibility and reliability of the FCU design. This study has provided important guidance for subsequent research and design work of FCU.

Keywords: FCU, structure design, cross-flow fan

0 引言

FCU(Fan Coil Unit)系统因为其灵活的布置方式、调节方便以及成本较低,被广泛应用于商场或建筑的空气调节系统中^[1-3]。然而,随着人们对建筑环境的舒适体验度逐步增高,以及 FCU 市场竞争环境日趋激烈,对现有的 FCU 性能和成本有了更高的要求^[4]。

FCU 系统常通过调节风量、水量以及旁通风门等 3 种方法以满足建筑房间的负荷需求。其中,风量调节在实际生活中应用最为广泛,其原理是通过三速开关改变电机的输入电压,从而调节风机的转速、盘管的冷热量^[5-6]。

通过对各大厂家现有 FCU 做市场调研,分析当前产品现状;对设计院、安装商、经销商及终端客户进行拜访,调研他们对现有产品的体验以及 FCU 的需求;组织研发、工厂、市场及销售等部门经理与同

事开展技术探讨,用 TRIZ 指导大家提出创新想法。经过一系列的条件筛选,确定 FCU 的技术研发重点。

1 FCU 的机械结构设计

FCU 机械结构主要包括风机部、盘管部、回风箱以及集水盘等,结构见图 1。现有 FCU 产品的风机通常采用

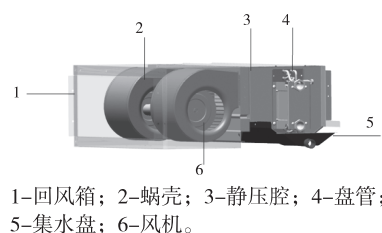


图 1 FCU 的机械结构组成

离心风机。由于离心风机出口空间的限制,使得盘管上的气流分布不均匀,结构较为复杂,且成本价格相对较高。与离心风机不同,贯流风机的转子较长,流量可以相对增加较大,从而避免了较大的风机直径及转速^[7-9]。贯流风机比较适合应用在径向尺寸和噪声受限制场合^[10]。此外,贯流风机在家用

内机市场占有率高,量产价格具有优势。

1.1 贯流风机叶轮和蜗壳的结构设计

根据风量以及性能要求,设计出相应的贯流风机,并提供给供应商开模加工。根据已有的蜗壳设计经验,初步设计出与贯流风机相适应的蜗壳型线,再通过 CFD 数值评估,不断优化迭代,最终确定蜗壳型线。设计优化后的蜗壳,采用 3D 打印技术制作成测试样件。贯流风机叶轮和蜗壳型线如图 2 所示。

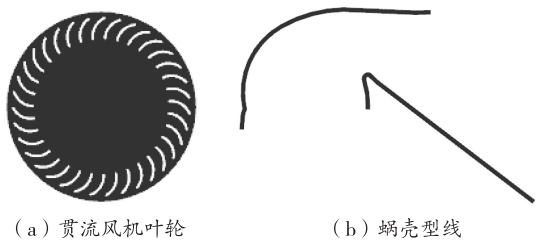


图2 贯流风机叶轮和蜗壳型线

1.2 翅片、盘管的结构设计

根据亲水铝箔传热特性,设计3种片型的翅片,分别为正弦波百叶窗翅片、平片百叶窗翅片以及波纹不开窗翅片,如图3所示。根据性能、供应商工艺水平以及成本考量,最终选用正弦波百叶窗翅片。

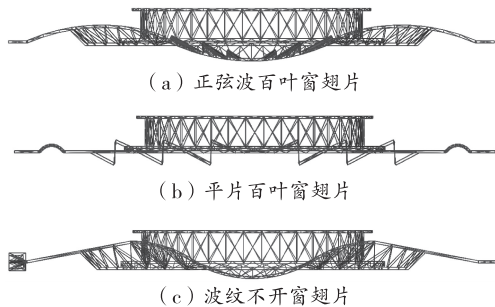


图3 3种翅片

盘管采用三排管设计,为了增大换热面积,采用与水平面斜置45度的方式放置,盘管如图4所示。



图4 盘管

1.3 FCU 数值计算

根据设计的贯流风机、蜗壳、翅片以及盘管,在 Ansys Fluent 中进行二维的数值模拟,计算参数见表1。

表1 计算参数

风机长度	风机叶轮直径	风机转速	进口风量	出口静压
/mm	/mm	/rpm	/ m^3/h	/Pa
650	118	1000	680	12

压力分布和流线分布如图5所示。

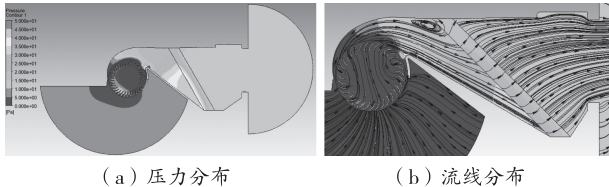


图5 压力分布和流线分布

从 CFD 数值计算结果可以清楚看到,在蜗壳的顶部与45度斜置盘管连接处会出现涡流,在盘管根部压力较高。

1.4 FCU 试验样机搭建

根据蜗壳蜗舌的型线、盘管的穿管方式以及贯流风机形式,在 Creo 4.0 中分别建立其三维模型,定义各个部分之间的连接方式,虚拟装配成整机模型,并进行参数化设定,便于后续试验后完成结构的优化设计,从而节省研发时间,提高推进效率。三维模型虚拟装配完成之后,编制 BOM,出具工程图纸,联系供应商加工或 3D 打印,完成各个零部件的生产。

蜗壳与蜗舌通过 3D 打印成型,材料为 PE。而电机和贯流风机则通过螺栓压紧方式连接。蜗壳蜗舌与贯流风机之间的连接通过 POM 轴承支撑,通过树脂进行润滑。盘管、集水盘等通过自攻螺钉安装在钣金上。选用带霍尔元件可调节转速的电机,通过螺栓固定在三合板上。试验样机如图6所示。

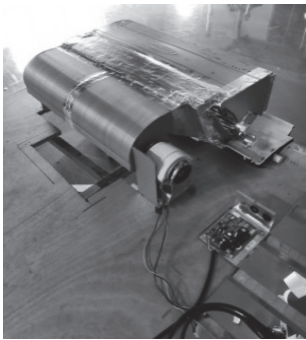


图6 试验样机

2 FCU 的性能测试

搭建完成的试验样机,经过调试,可以满足实验测试需求。分别进行风量试验、振动测试、噪声测试以及制冷量测试,确认噪声振动水平以及风量和制

冷量水平。

2.1 风量测试

风量测试是在定出口静压值时贯流风机在不同转速下的风量。另外,为了检验 FCU 的稳定性,在定转速工况下,通过增加或减小风量,观察出口静压值是否能逐渐变化,不会发生明显的突跳。在定出口静压时,通过调节转速,可以发现风量和转速正相关,如图 7 所示。

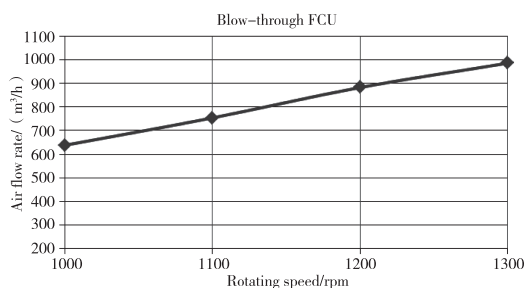


图 7 FCU 转速与风量

在定转速下,风量与出口静压呈负相关。风量越大,出口静压相对越小,风量逐步变小,则出口静压逐渐上升,并在风量为 935 m³/h 时,出口静压可以稳定在 18 Pa,如图 8 所示。稳定的 18 Pa 满足国家规定的 12 Pa 出口静压标准值,且风量大于初始设计值 680 m³/h。另外,在出口静压和流量的变化过程中,没有出现明显的突跳。

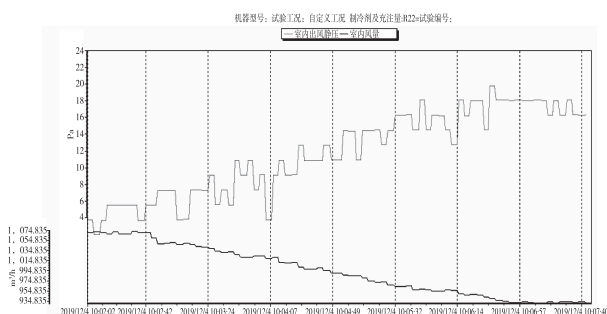


图 8 出口静压与风量

2.2 振动噪声测试

噪声振动是评价 FCU 产品性能优劣的另一个重要的参数值。其中,振动测试如图 9 所示。从图中可以看出,贯流风机在定转速 1000 rpm 工况下,在 166 Hz 处振动位移达到最大,为 0.025 mm,在整个运行状态下无异常,满足性能需求。

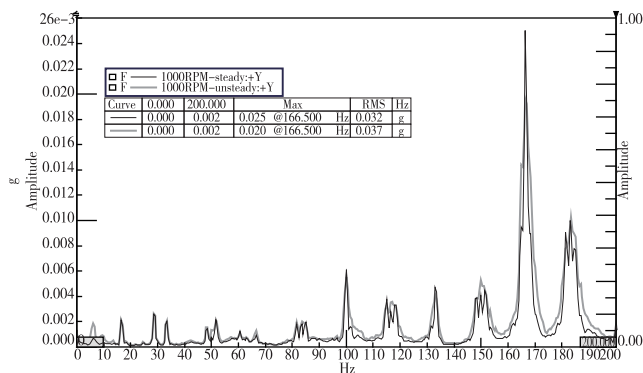


图 9 FCU 频率变化

在噪声测试实验室,贯流风机转速与噪声声压级呈正相关,如图 10 所示,并在 1000 rpm 工况下,测量该试验样机的噪声声压级 SPL,为 42.6 dBA,比设计目标高大约 3 dBA,略高于预期值。

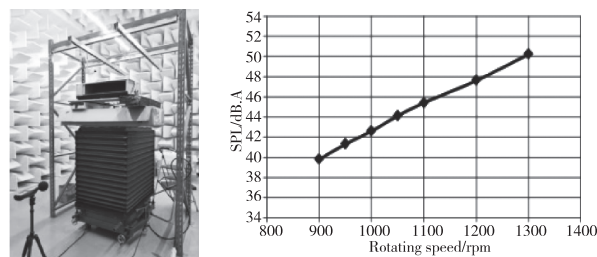


图 10 噪声测试

分析原因,主要归纳两点:一是贯流风机的叶轮是从供应商处选取,没有做更多的优化,且 3D 打印的蜗壳和蜗舌,使用的是塑料件,打印件表面粗糙度较大;二是试验样机搭建不稳健,FCU 各零部件定位和连接不合理,导致整机刚度较小,结构噪声增大。

2.3 制冷量测试

在湿工况下,制冷量和水侧压降都随着出口静压的逐步增大而减小。在出口静压为 6 Pa 时,制冷量达到约 4400 W,验证了翅片和盘管的设计方法,符合预期设计要求,如图 11 所示。

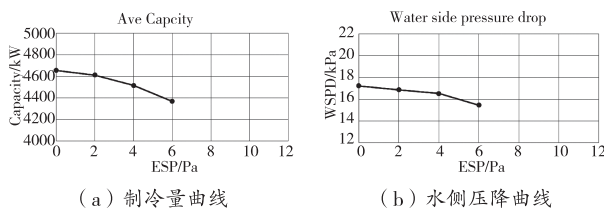


图 11 制冷量和水侧压降曲线

3 结构优化

尽管测试结果基本符合预期,但其结构设计存在一些问题,不容忽视,需要反复优化迭代,以期达到最优设计。优化结构如图 12 所示。

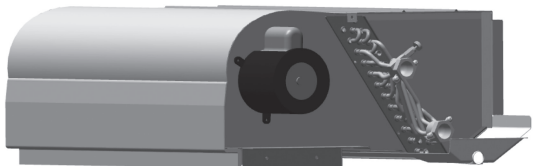


图 12 FCU 结构优化

其中,钣金装配件过多,通过合并蜗壳蜗舌两侧钣金,缩短集水盘进行优化。电机安装在三合板上,虽然利于样机测试,却无法对其复现,考虑优化电机安装在钣金的侧面,不仅简单,同时节省空间。盘管翅片形状,起初设计为竖直盘管,直接斜置 45 度放置在集水盘上,不仅增加供应商的工艺难度,也不便于安装。经过优化,翅片直接优化为平行四边形,减小盘管的迎风角度,从而减小风侧盘管阻力。在市场竞争激烈的环境下,回风箱的成本也不能忽视。通过优化,蜗壳与回风箱设计为一体,可以减少成本。针对蜗壳顶部与 45 度斜置盘管连接处会出现的涡流,重新设计型线,消除涡流,如图 13 所示。

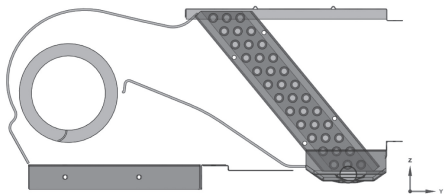


图 13 优化后的蜗壳型线

试验样机与结构优化后的对比结果见表 2。

表 2 试验样机与结构优化后的对比

项目	电机安装	钣金	盘管形式	回风箱
试验样机	安装三合板上	分散太多	翅片直接斜置	独立存在
优化后结构	安装在侧面	设计为整块	平行四边形	与蜗壳一体

通过对蜗壳、回风箱、电机安装、钣金以及盘管等机械组成零部件的优化,与试验样机相比,结构更加紧凑,空间利用更为合理,成本优势得到进一步提

升,经过重新测试,噪声振动水平进一步下降,制冷量得到提升。

4 结束语

本文用 CFD 方法对贯流风机的叶轮、蜗壳以及蜗舌进行了流场计算,可以清晰地观察到压力分布和流线分布等贯流风机的内部特性;根据传热特性,设计了正弦波百叶窗翅片;使用 Creo 虚拟装配了 FCU 各个零部件的定位与连接;搭建实验样机,完成风量、振动、噪声以及湿工况下制冷量的测试;根据实验中发现问题以及研发过程中积累的经验,重新优化了 FCU 的结构。

针对 FCU 设计,客户主要关注低成本以及低噪声等产品参数。通过对 FCU 各个零部件的设计,一定程度上在特定工况下可以满足需求,且改善了 FCU 出风和进风的均匀性。同时,在低静压情况下,贯流式通风机的噪声比离心风扇要低。然而,对于商用 FCU 应用环境,客户都要求同一产品设计能够要覆盖更高出口静压(30 Pa,50 Pa),这一点对于贯流式通风机比较难做到,是应用的一个缺陷。这也说明,对 FCU 研发仍存在诸多挑战,需要不断攻克,希望本文能对后续研发设计工作提供一些有意义的借鉴和指导。

参考文献

[1] 王海,碧海权,秦萍,等.高静压 FCU 系统阻力特性研究[J].制冷与空调,2015,29(3):337-340.

[2] 邵霖,舒珺,程家胜,等.贯流风机不同湍流模型数值模拟时的应用效果分析[J].流体机械,2020,48(4):46-51.

[3] 舒朝晖,张强,段亚雄.贯流风机叶轮参数的模拟研究[J].流体机械,2017,45(11):22-28.

[4] 申栋,邓钢,李鑫,等.超高层建筑 VRV、FCU 和 AHU 联合使用的空调系统技术研究[J].住宅与房地产,2018(6):204.

[5] LAZZARETTO A, TOFFOLO A, MARTEGANI A D. A systematic experimental approach to cross-flow fan design[J]. Journal of fluids engineering, 2003, 125(4):684-693.

[6] 林立,陈启. VRF 系统与 FCU 系统末端控制的比较[J].暖通空调,2008(3):89-91.

永久式金属挤压接头连接件密封性能的研究^{*}

张旭¹, 田凤杰¹, 江晓宇², 曾文军²

(1. 沈阳理工大学机械工程学院, 辽宁 沈阳 110159; 2. 中航工业宜宾三江机械有限责任公司, 四川 宜宾 644007)

摘要: 为了研究永久式金属挤压接头连接件挤压连接密封性能, 分析了不同挤压量对航空管路连接密封性能的影响。建立 6061 接头体、7075 挤压环、6061 导管的连接模型, 提出导管有效密封的判定条件。通过有限元仿真不同挤压量的挤压成型过程, 分析得出在挤压过程中不同挤压量下接头体、挤压环、导管之间的最大和最小接触应力和塑性变形。同时进行了同一产品结构单边相对挤压量分别为 0.8 mm、1 mm 的密封性能对比试验验证。结果验证了模型建立和有限元仿真的准确性, 单边挤压量的增加会使零件的密封性能增强; 接头体主要发生塑性变形, 导管和挤压环主要发生弹性变形, 接头体内部密封齿 2 起主要密封, 密封齿 3 起次要密封, 密封齿 1 起抗拉脱作用。

关键词: 金属挤压接头 单边相对挤压量 有限元仿真 接触应力 密封性

中图分类号: T4112

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)04-0040-07

Study on sealing performance of permanent metal extrusion joint pipeline connector

ZHANG Xu, TIAN Fengjie, JIANG Xiaoyu, ZENG Wenjun

Abstract: In order to study the sealing performance of the permanent metal extrusion joint connector, a study was conducted on the influence of different extrusion amounts on the sealing performance of the aviation pipeline connector. The connection model of 6061 joint body, 7075 extrusion ring and 6061 conduit was established, and the judgment conditions for effective sealing of conduit were proposed. By simulating the extrusion molding process of different extrusion amounts with finite element, the maximum and minimum contact stress and plastic deformation between the joint body, extrusion ring and conduit were analyzed under different extrusion amounts during the extrusion process. The sealing performance comparison tests were conducted with unilateral relative extrusion amount of 0.8 mm and 1 mm. The experiments verified the accuracy of model establishment and finite element simulation. The results showed that the increase of unilateral extrusion amount enhanced the sealing performance and connection strength of parts; the joint body mainly underwent plastic deformation, while the catheter and extrusion ring mainly underwent elastic deformation; the internal sealing tooth 2 of the joint body played the main sealing role, the sealing tooth 3 played the secondary role, and the sealing tooth 1 had anti-pull-off effect.

Keywords: metal extrusion joints, unilateral relative extrusion amount, finite element simulation, contact stress, tightness

[7] 刘飞, 王嘉冰, 胡亚涛, 等. 贯流风机蜗结构与噪声特性的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(1): 44-46.

[8] TOFFOLO A, LAZZARETTO A, MARTEGANI A D. An experimental investigation of the flow field pattern within the impeller of a cross-flow fan[J]. Experimental thermal and fluid Science, 2004, 29: 53-54.

[9] 梅阳寒, 张文龙, 樊开夫, 等. 风机振动特性的模态试验与优化研究[J]. 机电工程, 2019, 36(11): 1147-1152.

[10] 舒朝晖, 段亚雄, 童泽昊, 等. 采用不同湍流模型计算贯流风机内流场的比较分析[J]. 流体机械, 2018, 46(2): 19-23.

作者简介: 李华南(1990-), 男, 河南信阳人, 工学硕士, 高级机械工程师, 主要从事螺杆机组的研发以及末端产品研发。

收稿日期: 2024-03-14

航空铝合金是航空飞机结构中最重要材料之一,是我国国防科技工业发展、实现制造强国战略的重要制造基础^[1]。铝合金具有重量轻、强度高、易加工、耐腐蚀等优点,是全球航空零件制造使用最多的结构材料。在如今航空飞机制造中,铝合金用量约占机体重量的40%~70%,主要应用在飞机主承力框、梁、壁板、蒙皮等部位^[2]。近年来随着飞机液压管路系统安全性、可靠性、寿命、减重、耐压要求的不断提高,国内外学者在导管材料、耐高压管路方面进行了大量研究。

国外铝合金材料的管路连接件有多种连接形式,目前已知的有永久式管路连接件、可拆卸式管路连接件、24°内锥滚压式无扩口管路连接件、梁式密封管路连接件、径向挤压管路连接件、双密封管接头和双卡套式管路连接件^[3]。美国航空管理部门在21世纪初期便出台了铝合金金属挤压接头永久式管路连接的相关标准^[4]。国内学者在航空管接头方面进行了相应研究,王守财^[5]等分析了航空管路能源系统中的无扩口管接头的研究现状,依靠国际标准分析了无扩口管接头的鉴定试验标准。赵兴平^[6]对扩口式、无扩口式飞机液压管路连接的结构原理、制造装配工艺和连接性能进行了研究,给飞机管路连接件的发展发现、工艺研究等方面提供建议。郭浩然^[7]针对永久连接钛管的工况和结构特点,给出试验判定依据和管接头的设计要求。闫洋洋^[8]对结构相同多种规格的管接头通过有限元仿真进行密封特性研究,得出了在拧紧过程中管接头的密封性是呈线性变化的。高压管路连接件具有流量小、尺寸小、结构简单、重量轻、功能损耗小的优点,高压管路连接件的研制具有良好的工程应用前景^[9]。

目前国内关于高压管路的研究较少,国外永久式金属挤压接头的应用最大尺寸可达到1.25 inch(31.75 mm),可在最大1500 psi(10.3 MPa)高压工作环境中应用。在此基础上,本文研究了一种2.375 inch(60 mm)规格的永久式金属挤压接头管路连接件,通过模拟仿真分析和对比试验验证的方法,研究了其金属挤压接头连接件挤压变形状况和挤压量的变化对密封性能影响的情况,可为之后高压管路的研制提供指导借鉴。

1 金属挤压接头管接头连接机理

金属挤压接头由接头体、挤压环、导管三部分组成,连接结构如图1所示,实物如图2所示。金属挤压管接头将轴向对接的一对导管两端连接在一起,包括安装在导管端头的接头体,以及压在接头体两端的两个挤压环,挤压环、接头体、导管三者同轴。挤压成型过程中接头体承受径向力,使其内部的齿槽结构嵌入到导管外表面上,形成金属面-面硬密封和机械连接,实现管路连接的密封、强度、抗扭转、抗拉脱等要求。单边挤压量为挤压环沿接头体外表面轴向运动时,挤压环和接头体之间的最大干涉量,即

$$F = \frac{(D_2 - d_2)}{2} \quad (1)$$

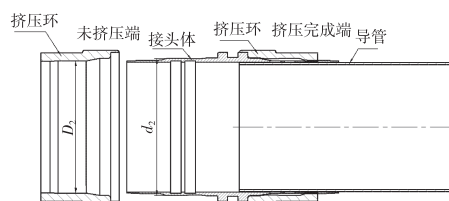


图1 金属挤压接头结构图

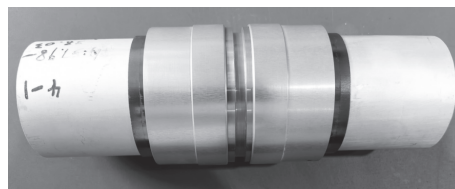


图2 金属挤压接头实物图

2 密封性能评价指标

接头体内部凹槽结构具有三个密封齿,位置如图3所示,分别定义为密封齿1、密封齿2、密封齿3。挤压成型过程中,挤压环和接头体在结构设计中存在尺寸干涉量(即单边挤压量),挤压环沿接头体外表面轴向移动,接头体承受径向力,在径向力的作用下三个锐边和导管形成金属面-面密封。Francesco和Roland^[10]建立粗糙金属表面间的接触力学模型和粗糙孔径的液体流动模型,并通过试验验证确定了实际接触面积百分比和泄漏率之间的关系。许孝

林^[11]基于赫兹接触理论及 Greenwood-williamson 粗糙模型建立接触力学模型和试验验证,得到了密封面积随接触压力的增大而增大,到达某一数值后开始减少。金属挤压管接头密封性能可根据三个锐边处的接触应力的最大值进行评判。

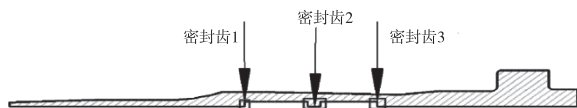


图3 密封齿位置示意图

试验验证,充气压分别为 0.1 MPa、0.5 MPa,充压完成后待其稳定 1 min 后计时,根据金属挤压接头挤压成型过程中平均挤压力的大小、每分钟气泡溢出量对密封性能作出评判。

3 挤压过程有限元仿真

采用 ABAQUS 软件对金属挤压接头挤压过程进行建模仿真。经查阅航空航天用铝合金棒材规范 GJB 2054A—2018 标准,接头体、挤压环、导管的基本力学性能如表 1 所示,挤压成型过程中发生材料弹塑性变形,设置为弹性材料。接头体、导管材料为 6061 铝合金^[12],挤压环材料选用 7075 铝合金^[13]。

表 1 材料性能参数

名称	材料	密度 /($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	泊松比	弹性模量 /GPa	屈服强度 /MPa	抗拉强度 /MPa
挤压环	7075	2.8×10^3	0.33	72	360	450
接头体	6061	2.8×10^3	0.33	72	237	290
导管	6061	2.8×10^3	0.33	65	237	290

由于金属挤压接头属于旋转体且左右对称,为了更好地研究管接头挤压成型后密封连接的工作机理,建立挤压成型一端的有限元模型,进行数值模拟仿真

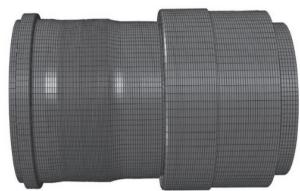


图4 金属挤压接头挤压成型端

分析,如图 4 所示。挤压成型过程中仅存在挤压环的轴向移动,采用“静力、通用”,打开几何非线性,最大增量步设置成 100000,初始增量步设置为 0.01,最小增量步设置为 $1\text{E}-10$,其他保持默认。金属挤压接头组件都采用减沙漏控制积分降低的

C3D8R 八结点线性六面体单元,挤压环、接头体网格尺寸设置为 0.8 mm,接头体内部凹槽网格加密,设置尺寸为 0.5 mm。导管成型区域网格加密,设置尺寸为 0.5 mm,未成型区域设置网格密度单边偏执,即密度由靠近接头体部位到远离接头体区域由密至疏,其网格尺寸从 0.5 mm 增至 1 mm。根据金属挤压接头成型特点,挤压成型仿真分析中设置两对接触对,挤压环内表面和接头体外表面、接头体内表面和导管外表面,其中将挤压环内表面和导管外表面设置为主表面。相互作用中切向行为设置为罚摩擦,其摩擦系数如表 2 所示。为了防止出现穿膜现象,法向行为选择硬接触,其余保持默认,网格划分如图 4 所示。

表 2 接触对摩擦系数

接触对名称	摩擦系数
挤压环内表面和接头体外表面	0.01
接头体内表面和导管外表面	0.15

载荷设置如图 5 所示,将接头体和导管右端添加固定约束,挤压环左端施加轴向位移量 s (mm)。

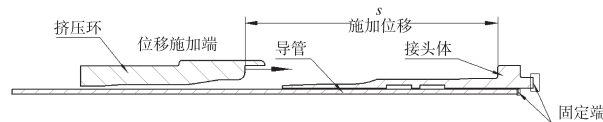


图5 载荷设置情况示意

4 仿真分析结果

为了验证单边相对挤压量对金属外挤压接头密封性能的影响,进行不同挤压量的应力、应变研究,选常用 0.8 mm 和 1 mm 的挤压量进行对比。金属外挤压接头挤压成型过程为准静态过程,采用 ABAQUS 的 ABAQUS/Standard 求解器进行计算,得到挤压成型过程的塑性应变及接头体和导管、挤压环的应力分布情况。单边相对挤压量为 0.8 mm 时,挤压完成后的应力、应变分布情况如图 6、图 7 所示;单边相对挤压量为 1 mm 时,挤压完成后的应力、应变分布情况如图 8、图 9 所示。

4.1 应力应变数据分析

4.1.1 应力数据分析

(1)图 6(b)、图 8(b)分别是单边相对挤压量

0.8 mm、1 mm 金属挤压接头挤压完成后接头体的应力分布云图,三者挤压完成后接头体的最大应力都集中于密封齿 1 右侧,密封齿 1 主要起抗拉脱作用。

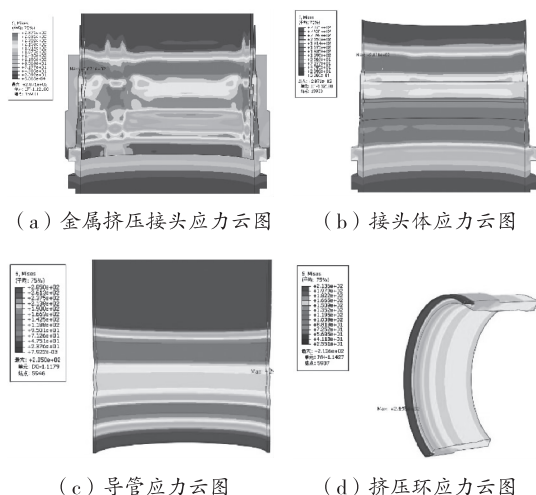


图 6 单边挤压量 0.8 mm 的挤压接头应力云图

(2)图 6(c)、图 8(c) 分别是单边相对挤压量 0.8 mm、1 mm 金属挤压接头挤压完成后导管的应力分布云图,挤压完成后导管的应力主要集中在接头体密封齿 1 的对应位置,主要起抗拉脱作用。

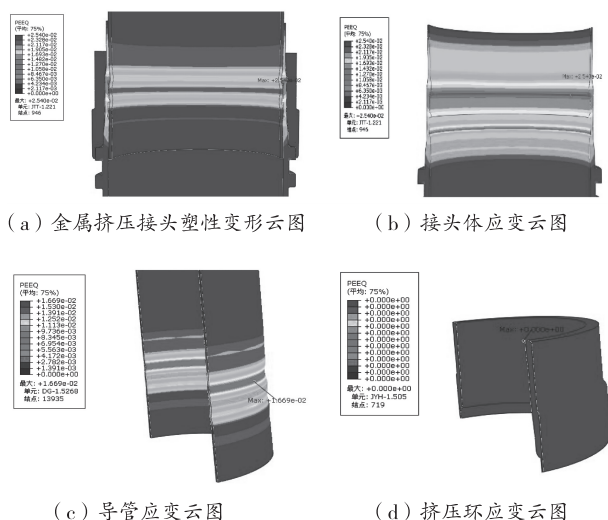


图 7 单边挤压量 0.8 mm 的挤压接头应变云图

(3)图 6(d)、图 8(d) 分别是单边相对挤压量 0.8 mm、1 mm 金属挤压接头挤压完成后挤压环的应力分布云图。挤压完成后挤压环的最大应力主要集中在与接头体相接处,挤压环选用 7075 铝合金,

其强度大于接头体和导管强度,接头体在此处的最大应力未达到材料的屈服极限,以弹性变形为主,回弹产生的弹性力和挤压力造成应力集中。

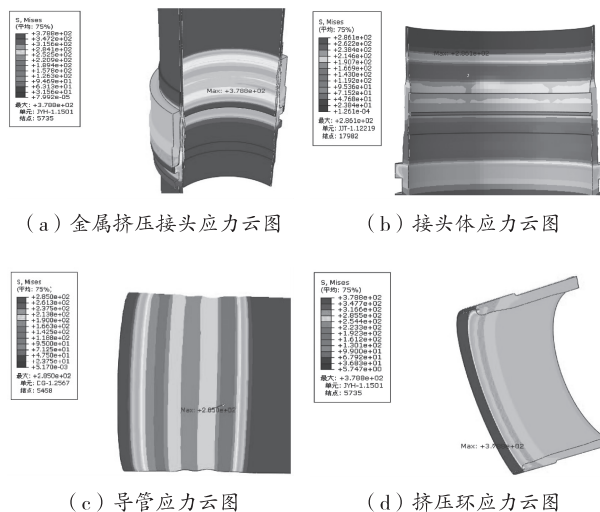


图 8 单边挤压量 1 mm 的挤压接头应力云图

4.1.2 应变数据分析

(1)图 7(b)、图 9(b) 分别是单边相对挤压量 0.8 mm、1 mm 金属挤压接头挤压完成后接头体的等效塑性变形分布云图。随着挤压环沿接头体外侧轴向运动,接头体塑性变形主要分布于环槽区域,其中密封齿 3 和密封齿 2 中间环槽等效塑性变形最大,且靠近密封齿 2,所以密封齿 2 起主要密封作用,密封齿 3 起次要密封作用。

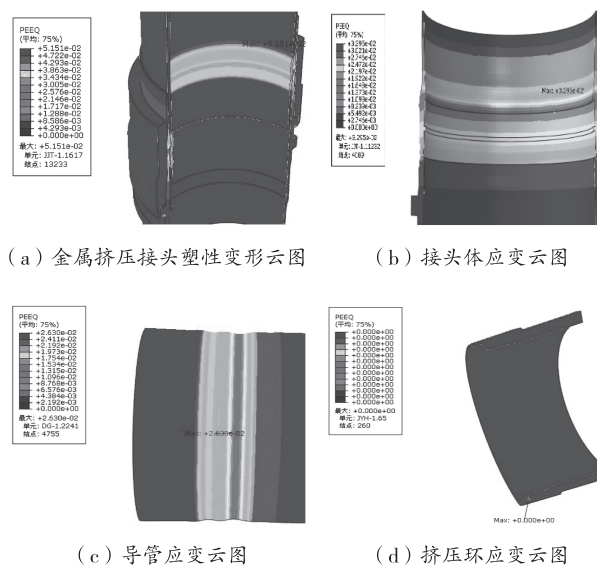


图 9 单边挤压量 1 mm 的挤压接头应变云图

(2)图 7(c)、图 9(c) 分别是单边相对挤压量 0.8 mm、1 mm 金属挤压接头挤压完成后导管的等效塑性变形应变分布云图。随着挤压环沿接头体外侧轴向运动,导管塑性变形主要分布于和接头体两个环槽区域对应区域,最大塑性变形发生在密封齿 2 附近。

(3)图 7(d)、图 9(d) 分别是单边相对挤压量 0.8 mm、1 mm 金属挤压接头挤压完成后挤压环的等效塑性变形分布云图。在三种单边挤压量情况下,挤压环均未发生塑性变形。挤压环选材为牌号为 7075 的铝合金,查阅 GJB2054A—2018 标准资料^[15],材料屈服极限为 470 MPa,挤压成型完成后挤压环最大应力分别为 213.6 MPa 和 378.8 MPa,均未到达材料的屈服极限,均未发生等效塑性变形。

表 3 挤压量 0.8 mm 管接头最大应力应变

单边相对 挤压量/mm	零件名称	材料	屈服强度 /MPa	最大应力 /MPa	最大等效 塑性变形
0.8	挤压环	7075	470	213.6	0
	接头体	6061	237	287.1	0.0269
	导管	6061	237	285	0.01669

表 4 挤压量 1 mm 管接头最大应力应变

单边相对 挤压量/mm	零件名称	材料	屈服强度 /MPa	最大应力 /MPa	最大等效 塑性变形
1	挤压环	7075	380	378.8	0
	接头体	6061	237	286.1	0.03295
	导管	6061	237	285	0.0263

4.2 接触应力分析

由表 5 可知,接头体密封齿接触应力大小排序为密封齿 2>密封齿 3>密封齿 1,导管最大接触应力和塑性变形均位于密封齿 2 处,故密封齿 2 起主要密封作用,密封齿 3 起次要密封作用,密封齿 1 主要是抗拉脱作用。根据表 5、表 6 数据统计,单边相对挤压量 1 mm 的接触应力和塑性变形均大于单边相对挤压量 0.8 mm,说明单边相对挤压量增大,管接头的密封性和抗拉脱性能越好。

如图 10 所示,选定某一路径,该路径为接头体内壁沿轴线方向的任意一条路径,图 11、图 12 为接头体路径-内壁接触应力和等效塑性变形。

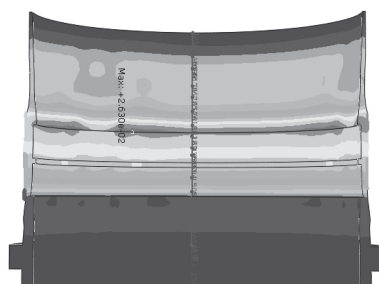


图 10 接头体内壁选定路径示意图

表 5 密封齿最大接触应力应变

项 目	挤压量 /mm	最大接触应力 /MPa	最大塑性变形 /mm
密封齿 1	0.8	8.45	0.006
	1	25.23	0.01
密封齿 2	0.8	43.78	0.028
	1	49.67	0.047
密封齿 3	0.8	13.06	0.021
	1	15.19	0.032

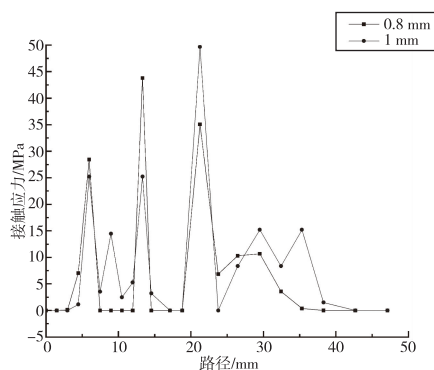


图 11 接头体沿内壁路径-接触应力曲线图

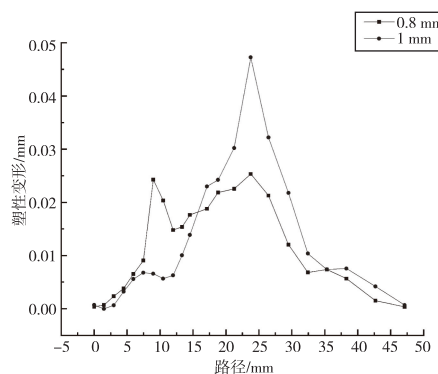


图 12 接头体沿内壁路径-塑性变形曲线图

在图中,进行了挤压完成后单边相对挤压量 0.8 mm 和 1 mm 的接头体内部密封齿的接触应力和等效塑性变形分析,单边相对挤压量 1 mm 的接头体内部密封齿处的接触应力和等效塑性变形都比 0.8 mm 的大,密封齿 2 处的接触应力和等效塑性变形都大,故密封齿 2 起主要密封作用。

如图 13 所示,选定某一路径,该路径为导管外壁沿轴线方向的任意一条路径,图 14、图 15 为沿导管外壁路径接触应力和等效塑性变形分布图。

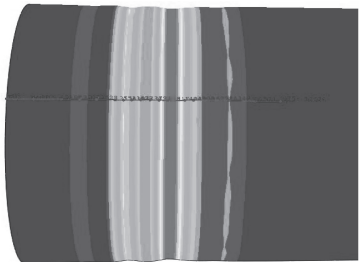


图 13 导管外壁选定路径示意图

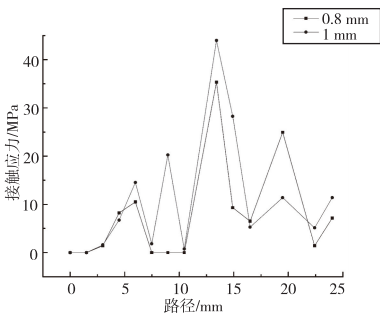


图 14 沿导管外壁路径-接触应力变化

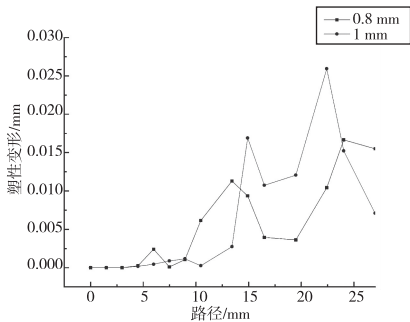


图 15 沿导管外壁路径-塑性变形变化

在图中,进行了挤压完成后单边相对挤压量 0.8 mm 和 1 mm 的导管外部的接触应力和等效塑性变形分析,单边相对挤压量 1 mm 的导管外部和密封齿对应部位处的接触应力和等效塑性变形都比 0.8 mm 的大,密封齿 2 处对应导管部位的接触应力和等效塑性变形最大,故证实密封齿 2 起主要密封

作用。

表 6 导管外壁最大接触应力和塑性变形

挤压量/mm	最大接触应力/MPa	最大塑性变形/mm
0.8	35.33	0.006
1	43.99	0.016

5 试验验证

5.1 挤压成型过程

在进行成型试验时得到了挤压环轴向位移和力的实际曲线图,单边挤压量为 0.8 mm 时挤压力峰值分别为 20.72 kN、21.95 kN、21.08 kN、18.68 kN,取平均值为 20.607 kN;单边挤压量为 1 mm 时: 24.46 kN、25.61 kN、29.22 kN、26.18 kN,取平均值为 26.367 kN。挤压成型过程中,单边挤压量 1 mm 的挤压力平均峰值普遍高于单边挤压量 0.8 mm 的金属挤压接头。

5.2 气密试验

5.2.1 试验方案

选取单边挤压量 0.8 mm、1 mm 的试验件进行挤压成形。试验件挤压完成后,立即开展气压密封性能试验,试验过程均按以下步骤进行。通过调压试验台向接头分别通入 0.1 MPa、0.5 MPa 气压,待稳定 1 min 后计时,记录气体每分钟泄漏量。气密试验原理如图 16 所示。

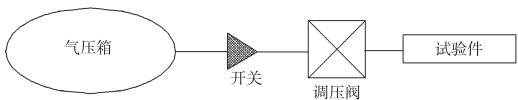


图 16 气密性试验原理图

5.2.2 试验结果

试验结果如表 7 所示,可以看出,单边相对挤压量 1 mm 的试验件密封性能普遍优于单边相对挤压量为 0.8 mm 的试验件。

表 7 密封性能试验情况

序号	单边相对挤压量/mm	试验件编号	端头编号	密封性试验
1	0.8	1	1-1	气压密封性:0.1MPa;泄漏, 10 个泡/min; 0.5MPa: 泄漏,30 个泡/min。
2	0.8	1	1-2	气压密封性:0.1MPa;8 个泡/min; 0.5MPa: 泄漏, 20 个泡/min。

续表 7

序号	单边相对 挤压量/mm	试验件 编号	端头 编号	密封性试验
3	0.8	2	2-1	气压密封性:0.1MPa;10 个 泡/min; 0.5MPa; 泄漏, 16 个泡/min。
4	0.8	2	2-2	气压密封性:0.1MPa;6 个 泡/min; 0.5MPa; 17 个气 泡/min。
5	1	1	1-1	气压密封性:0.1~0.5MPa 均未发生泄露。
6	1	1	1-2	气压密封性:0.1~0.5MPa 均未发生泄露。
7	1	2	2-1	气压密封性:0.1~0.5MPa 均未发生泄露。
8	1	2	2-2	气压密封性:0.1~0.5MPa 均未发生泄露。

6 结论

本文描述了金属挤压接头的密封连接机理,建立了金属挤压接头的有限元仿真模型,讨论了单边相对挤压量不同对挤压式管接头的密封性能的影响,并分别进行了沿接头体内壁和沿导管外壁路径的接触应力、塑性变形分析,同时进行了三个连接件的应力分析。主要结论如下:

(1)在一定范围内,单边相对挤压量的增加会使金属挤压接头的密封性能增强,为不同材料的同类型永久式金属挤压接头的挤压量的研究提供了理论基础。

(2)在接头挤压成型过程中,接头体主要以塑性变形为主,导管和挤压环主要以弹性变形为主;接头体的塑性变形和导管的弹性变形使金属挤压接头的密封性能更好。

(3)分析得到了金属挤压接头的密封机理和抗拉脱机理,密封齿 2 起主要密封作用,密封齿 3 起次要密封作用,密封齿 1 主要是抗拉脱作用,揭示了金属挤压接头的密封和连接的工作原理,能够给金属挤压接头的产品研发提供一定的指导意义。

(4)通过试验验证,证实了单边挤压量为 1 mm 时其密封较好且不泄露,在进行金属挤压接头的研

发工作时减少挤压量的试验验证,提高生产效率。

参考文献

- [1] 熊柏青,闫宏伟,张永安,等.我国航空铝合金产业发展战略研究[J].中国工程科学,2023,25(1):88-95.
- [2] 臧金鑫,陈军洲,韩凯.航空铝合金研究进展与发展趋势[J].中国材料进展,2022,41(10):767-777.
- [3] 欧阳小平,防锈油,朱莹,等.航空液压管路综述[J].中国机械工程,2015,26(16):2262-2271.
- [4] SAE Technical Standards Board Rules. Aluminum fittings, axially swaged tube with flareless separable: SAE AS6116[S]. 2016.
- [5] 王守财,董宇,孙忠志,等.航空液压系统无扩口管路件研究现状分析[J].液压与传动,2020(7):150-157.
- [6] 赵兴平,郭娟,李振水,等.飞机液压管路连接工艺技术[J].技术应用,2020(5):14-15.
- [7] 郭浩然,张宗华,隋明丽,等.航空形状记忆合金永久连接钛管连接件性能评价技术及试验研究[J].机床与液压,2021,49(12):41-46.
- [8] 闫洋洋,庄保顺,高培鑫,等.航空管路接头密封特性及流体温度影响[J].航空动力学报,2019,34(11):2414-2422.
- [9] 李俊生.28MPa 导管连接件标准研究[J].航空标准化与质量,1999(4):1-4.
- [10] PÉREZ-RÀFOLS F, LARSSON R, ALMQVIST A. Modelling of leakage on metal-to-metal seals[J]. Tribology-international, 2016, 94:421-427.
- [11] 许孝林.适航载荷下无扩口挤压式管接头密封机理及可靠性研究[D].秦皇岛:燕山大学,2021.
- [12] 航空航天用铝合金棒材规范:GJB 2054A—2018[S].北京:国家军用标准出版发行部,2018.
- [13] 《中国航空材料手册》编辑委员会.中国航天材料手册:第3卷[M].北京:中国标准出版社,2001:308-323.

基金项目:省级重点攻关项目(LJK20220036)。

作者简介:张旭(1998-),男,汉族,陕西渭南人,硕士研究生在读,学士,从事航空高压管路连接件的相关研究,就读于沈阳理工大学机械工程学院。

收稿日期:2023-08-23

基于 DEM 的直吹管浇注料振压成型研究

冯 霏, 丁群龙

(沈阳化工大学 机械与动力工程学院, 辽宁 沈阳 110142)

摘要:为进一步提高直吹管浇注料填充质量,通过离散元方法研究了直吹管浇注料在 1D 竖直振动条件下的密实过程。采用整体加料、连续振动的实验方式系统地研究了振动时间 t 、振幅 A 、频率 f 和压制压力等因素对浇注料堆积致密化的影响规律,并确定获得最密堆积所对应的最佳工艺参数,结果表明:离散单元法能有效地模拟浇注料在直吹管内振动密实过程,合理的振动参数和压制压力能大幅度提高浇注料的堆积密度,相同的振动强度下,高频率低振幅的振动更有效,振幅为 0.4 mm,频率为 55 Hz,压制压力为 1400 N 时密实效果最佳。

关键词:振动密实 浇注料 离散元法 直吹管 数值模拟

中图分类号:TH113.1

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0047-05

Vibration-pressing forming of castable for direct blow pipe based on DEM

FENG Fei, DING Qunlong

Abstract: In order to further improve the filling quality of direct blow pipe castable, the compaction process of the castable under 1D vertical vibration was studied by using discrete element method. The effect of vibration time t , amplitude A , frequency f and compaction pressure on the densification of the castable were systematically studied by using the experimental method of integral feeding and continuous vibration. The optimum process parameters corresponding to the densest packing were determined. The results showed that the discrete element method could effectively simulate the vibration compaction process of the castable in a direct blow pipe, and reasonable vibration parameters and compaction pressure could significantly improve the stacking density of the castable. Under the same vibration intensity, high-frequency and low-amplitude vibration was more effective. When the amplitude was 0.4 mm, the frequency was 55 Hz, and the compaction pressure was 1400 N, the compaction effect was the best.

Keywords: vibratory compaction, castable, discrete element method, direct blow pipe, numerical simulation

0 引言

高炉送风装置是高炉炼铁设备中至关重要的组成部件,其中直吹管直接与高炉主体连接,是进风装置的关键易损件,浇注料成型质量差是直吹管损毁的主要原因。浇注料是以骨料和细粉等为原料,搅拌均匀后振动成型,现有工艺大多采用振捣棒进行成型工作,振捣时间太短、振捣不均匀或振捣棒拔出太快形成萝卜坑,都会造成浇注料强度下降、整体应力不均导致直吹管的损毁,大大增加了企业经济负担^[1-2]。

振动可以有效提高散体颗粒堆积密度,通常被称为颗粒致密化行为,主要受颗粒性质、容器几何形

状和壁条件、振动强度以及材料的初始状态的影响^[3]。关于散体颗粒密实的数值分析先前已有大量的研究工作。于传伟^[4]采用物理实验和数值仿真模拟相结合的方式,系统研究了不同尺寸分布的铝粉及钛合金粉在振动条件下的堆积致密化过程。闫伟硕等人^[5]基于离散元方法从能量和力链的角度解释了振动作用于混凝土的力学机理,分析了不同尺寸和位置的颗粒对振动的响应,比较了振动参数对混凝土密实度的影响。Xizhong An^[6]等人采用离散元法模拟了垂直振动作用下二元球填料的致密化过程。研究了振动条件、球径比和二元混合物的组成等参数对堆积密度的影响。B-Majid^[7]基于离散单元法研究了焦炭颗粒形状、摩擦系数及粒径分

布对焦炭振动堆积密实度的影响。刑志涛^[8]基于离散元法研究了两种铜粉在不同振动参数和压制压力下对铜粉堆积密度的影响,得出了最佳振动条件和压制压力。

本文针对直吹管在传统工艺下浇注料成型质量差等问题,采用离散元方法对浇注料在 1D 竖直振动条件下的成型过程进行模拟,通过颗粒堆积密度和配位数分布情况分析振动频率、振幅和压制压力等因素对浇注堆积密度的影响规律并得出最佳工艺参数,该模拟对直吹管实际生产具有一定参考意义。

1 模型的建立

1.1 几何模型

利用三维建模软件对直吹管和夹具体建模。而用于模拟仿真的模型只将直吹管下部进行导入即可,导入离散元软件中模型如图 1 所示。

1.2 颗粒模型

试验所用球形莫来石骨料的体积密度为 1.5 g/cm^3 ,显气孔率为 48.9% 微孔球形莫来石颗粒^[9],可将球形莫来石骨料视为多相夹杂材料,各相性能、体积分数等决定其弹性模量大小,其性能主要依靠莫来石基体相。根据 Mori-Tanaka 方法^[10]计算出其杨氏模量 $E=104 \text{ GPa}$,泊松比 $\nu=0.13$ 。在模拟试验中采用单球体颗粒来模拟球形莫来石颗粒,其颗粒模型见图 2。

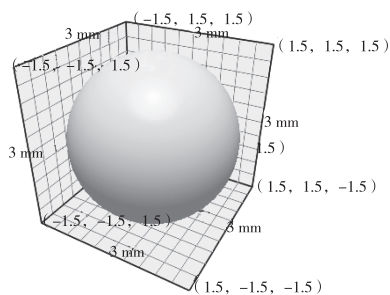


图 2 莫来石颗粒模拟模型

2 计算条件

由于本文浇注料选用硅溶胶作为结合剂,使得混合料颗粒间存在粘附力。离散元软件中的“Hertz-Mindlin with JKR”接触模型,能很好地模拟这种粘附特性^[11]。为减少计算量,采用粗粒化的方法对莫来石颗粒进行放大,其放大倍数主要考虑计算机能力且不影响计算结果的前提下确定,同时保证颗粒最大粒径不超过直吹管最小尺寸处的 $1/3$,以减少容器壁对密实度的影响。为了保证整体密实度均匀,应从底部连续逐层加料捣打密实,每层铺料厚度约为 200 mm ^[12],通过创建虚拟颗粒工厂生成混合颗粒来模拟搅拌均匀的浇注料。模拟过程中莫来石和直吹管材料本征参数见表 1,接触参数见表 2。

表 1 材料本征参数表

材料	泊松比	剪切模量/Pa	密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^3)$
钢	0.3	7.85×10^{10}	7850
莫来石	0.13	4.60×10^{10}	1560

表 2 材料间接触属性表

材料接触类型	恢复系数	静摩擦系数	滚动摩擦系数
莫来石~莫来石	0.1	0.545	0.01
莫来石~钢	0.2	0.5	0.1

合理的颗粒级配能使得产品获得较高的致密性,进而可以使得产品的各种性能获得较大改善^[13]。依据宫波^[14]对不定形耐火材料颗粒级配的优化研究和程鹏实验中确定的骨料和粉料的质量比,确定本次浇注料颗粒配比为 $36.1:23.8:22.2:17.9$ 。按 200 mm 高度,假设紧密堆积孔隙率 30% 计算大约需要 9 kg 莫来石骨料。为降低从填料的顶部和底部产生边界效应,取 $1/4Z_{\max} \sim 3/4Z_{\max}$ 的区域计算在所有模拟中的参数,其中 $Z_{\max}$ 是所有球体颗粒生成后稳定时刻的最大填料高度^[6]。

振动频率可根据浇注料中某一平均粒径或含量最多的一种粒径确定^[15]。根据法国学者雷尔密特提出的理论,振动频率与物料骨料的平均粒径应满足的关系为:

$$f \approx \frac{\sqrt{1.4 \times 10^8 / D}}{60}$$

式中, D 为骨料的平均粒径 (mm), f 为振动频率 (Hz)。

振幅与浇注料的流动性有关,一般对于流动性大的浇注料,振幅为 0.1 ~ 0.4 mm,对流动性小的物料,振幅为 0.3 ~ 1.2 mm^[16]。振幅还必须与振动频率相协调,应考虑振幅和振动频率的综合影响。模拟试验中选定的振动频率为 40 Hz、45 Hz、50 Hz、55 Hz、60 Hz。振幅为 0.2 mm、0.4 mm、0.6 mm、0.8 mm、1.0 mm。

3 结果与讨论

振动的作用就是将原来的松散结构变为紧密结合的结构,即将浇注料的松装密度到振实密度的过渡,其实质是“振动—流动—密实”的过程。对浇注料振动压实过程进行了模拟,得到了浇注料在不同时刻的状态图,振动密实的动态仿真过程如图 3 所示。

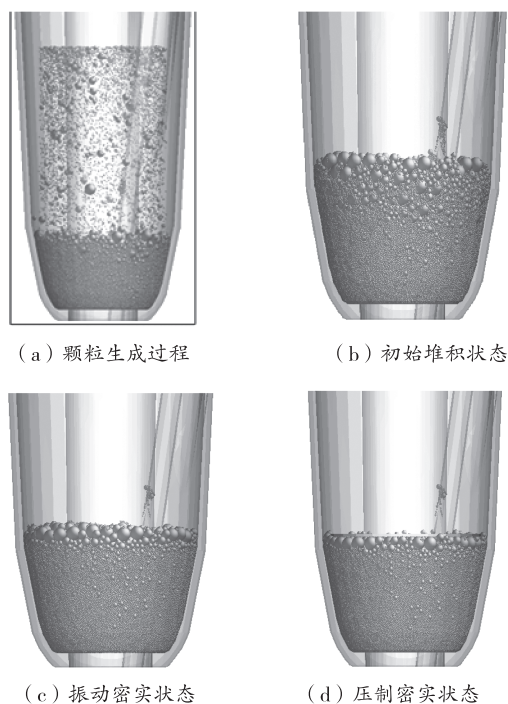


图 3 振动密实状态图

从状态图可以清晰地看到颗粒在不同时刻的状态。在初始堆积状态下颗粒之间的空隙比较大,大颗粒和直吹管壁之间也存在多处空隙。对其施加振动后颗粒之间发生相对运动,小颗粒逐渐填充到大

颗粒间隙。振动结束后,颗粒位置发生重排,颗粒间空隙也得以填充,堆积密度变大。从状态图可以明显看出,振动可以有效使浇注料从松散堆积到紧密堆积的转变,在经过压制压力的作用后孔隙率下降更为明显,其堆积结构更为紧密。

3.1 振动时间的确定

对于多级配颗粒系统而言,振动时间过长或过短,都达不到最理想的密实效果,所以,选取合适的振动时间是研究浇注料振动密实的前提。

在不同的振动条件下,振动时间 t 对浇注料堆积密度的影响如图 4 所示,从图中可以明显看出,在不同的振动条件下浇注料的堆积密度是不同的,在图中表现为曲线的曲率和高低的不同,这表明振动条件会对浇注料的致密化过程产生影响。当振幅和振动频率一定时,浇注料的堆积密度随着振动时间的增加而增加,在经过一定时间后随着振动时间的进一步增加逐渐趋于平稳。选定的振动时间应保证在各振动条件下的浇注料都有足够的时间获得最佳的堆积密度,因此选取 $t = 8$ s 作为本次实验所用的振动时间。

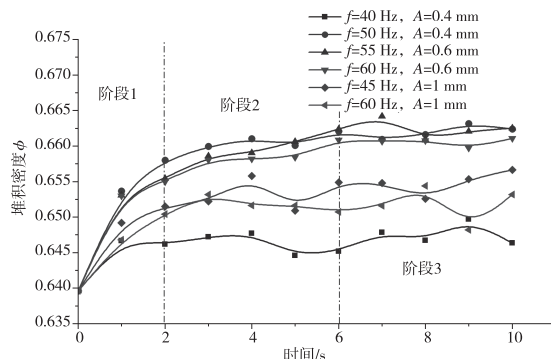


图 4 振动时间对浇注料堆积密度的影响

3.2 振动强度对堆积密度的影响

振动强度曾在颗粒振动堆积的研究中广泛应用于评定振动参数的指标^[8],振幅及振动频率对浇注料堆积致密化的影响可以归于振动强度。

图 5 给出了振动强度与堆积密度的关系,由图可知,浇注料在不同的振动条件下的堆积密度随着振动强度的增加而增大,当振动强度不断增加时,堆积密度反而降低。在每种特定的振动条件下存在一个最佳的振动强度,得到浇注料的最紧密堆积结构,

过低或过高的振动强度都不利于浇注料获得最佳堆积密度。在不同的振动强度下可以得到相同的堆积密度,相同强度下也会产生不同的堆积密度,不能仅用振动强度参数来表征浇注料堆积的密实度,振幅和频率相协调更为重要。因此合理选择振幅和频率是获得最佳堆积密度的条件,应分别考虑振幅及振幅来表征振动条件下的成型过程。

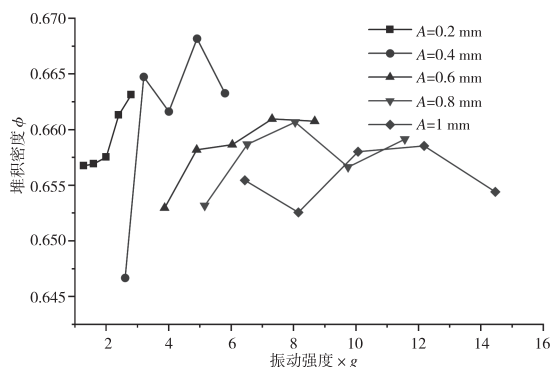


图5 振动强度对浇注料堆积密度的影响

3.3 振幅和振动频率的综合影响

振动强度对表征浇注料堆积致密化过程的不足可以通过分别考虑振幅和振动频率的影响来进一步说明。图6给出了振动频率和振幅对浇注料堆积密度的综合影响。由图可知,不论是大频率和大振幅,还是小频率小振幅都不利于浇注料获得致密堆积结构,大频率大振幅在振动时所产生的过高的能量会使颗粒被过度激发,颗粒会出现流态化,形成的致密堆积结构,由于过多的激励而又被破坏掉,导致最终的堆积密度降低;而小频率和小振幅的振动条件,则因振动能量过小而不能使浇注料颗粒在振动过程产生充分的相对运动。

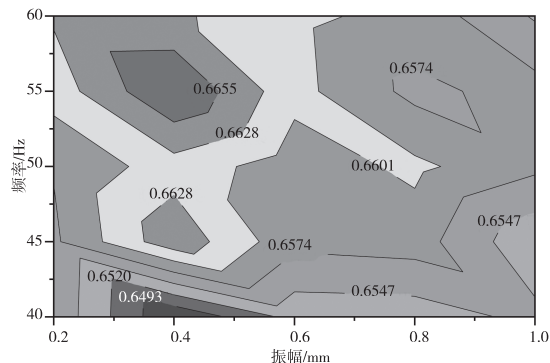


图6 振幅和振动频率的综合影响

3.4 配位数分布

在浇注料颗粒堆积结构的微观性能中,配位数 (Coordination Number, CN) 也是一个极其重要的参数^[4]。它不仅可以直接反映出不同粒径间接触情况,而且可以间接判断出堆积结构的紧密程度。

图7给出了浇注料中9 mm 粒径颗粒在 $f=55$ Hz, $A=0.4$ mm 条件下振动堆积致密化过程中不同时刻堆积结构的配位数分布,可以看到不同时刻的CN 分布均呈现近似正态分布,初始时刻 ($t=0$ s) 对应的CN 分布曲线的峰值在17 左右,表明初始堆积结构较为松散。而对初始堆积的颗粒施加垂直方向振动后,CN 分布曲线随着振动时间的增加逐渐右移,从 $t=6$ s 至振动结束,CN 曲线的峰值都基本稳定在19 附近,这意味着随着堆积密度的增大,颗粒之间出现更多的接触,堆积结构逐渐致密。

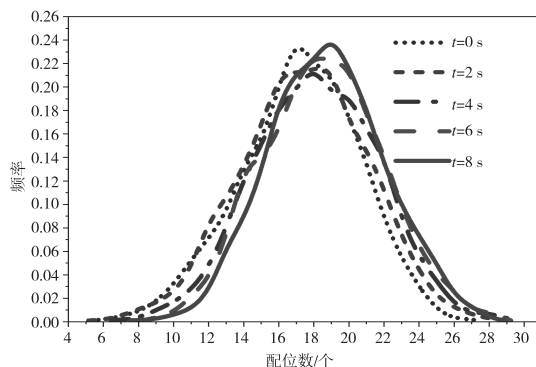


图7 颗粒不同时刻配位数分布

3.5 压制压力对密实度的影响

采用振动台进行密实作业时,通常在试件表面施加压制压力从而达到更好的密实效果,加压方式可分为在振动初始即施加压力和振动初步密实后施加压力,从而使物料达到最终密实度^[6],本文对最佳振动条件下所获得的堆积结构在不同压力 F 条件下进行加压振动成型,研究在有振动情况下压制压力 F 对浇注料的堆积密度的影响。

从图8中可以看出浇注料堆积密度和压制压力的关系。随着压力 F 的变大,浇注料的堆积密度呈现上升的趋势。压力过大导致物料颗粒难以在振动作用下移动,而压力过小所需时间过长且达不到理想密实效果。当压制压力 $F=600$ N 时,由于压力较低,导致其对密实度的影响有限,而当压力逐渐增大

时,达到同一密实度所需时间越短,当压力超过1400 N时,其最终密实度变化不大。

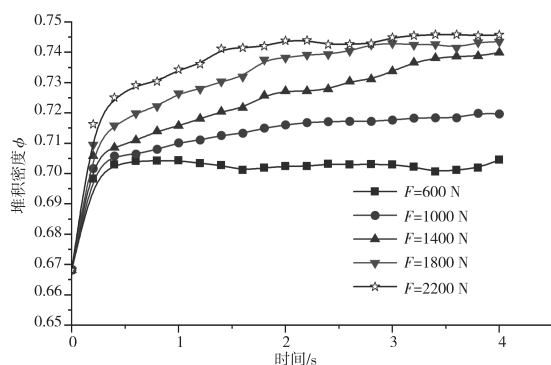


图8 压力对浇注料堆积密度的影响

4 结论

本文主要针对直吹管浇注料成型质量差等问题,采用离散元法研究了在1D 竖直振动条件下振动参数对浇注料密实成型的影响,结果表明,离散单元法能有效地模拟浇注料在直吹管内振动密实过程,合理的振动参数和压制压力能大幅度提高浇注料的堆积密度,为进一步提升直吹管性能提供有益参考。

提高振动频率和振幅可以提高振动能量,在相同的振动强度下,高频率低振幅的振动对浇注料的致密化更有效,振幅为0.4 mm,频率为55 Hz 时振动密实效果最佳。过大的振动强度会导致过度振动,对系统的稳定性和振动设备有害,必须将振动强度控制在合理的范围内。对最佳振动条件下所获得的致密堆积结构在不同压力 F 条件下进行压制成形,选定其最佳压制压力为1400 N。

参考文献

- [1] 邓云飞. 中国现代高炉炼铁发展简介[J]. 山东工业技术, 2017(12): 91.
- [2] 程鹏,代洁,姚建,等. 高炉送风装置内衬浇注料的研制和应用[J]. 工业炉, 2013, 35(5): 56-58.
- [3] ZHANG N, ROSATO A D. Analysis of instantaneous dynamic states of vibrated granular materials[J]. Mechanics research communications, 2004, 31(5): 525-544.
- [4] 于传伟. 铝和钛合金粉末振动堆积致密化的物理实验和数值模拟研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2020.

- [5] YAN W, CUI W, QI L. DEM study on the response of fresh concrete under vibration[J]. Granular matter, 2022, 24(1): 37.
- [6] AN X, HUANG F, DONG K, et al. DEM simulation of binary sphere packing densification under vertical vibration[J]. Particulate science and technology, 2018, 36(6): 672-680.
- [7] MAJIDI B, AZARI K, ALAMDAR H, et al. Simulation of vibrated bulk density of anode-grade coke particles using discrete element method[J]. Powder technology, 2014, 261(7): 154-160.
- [8] 邢志涛. 铜粉振压成形的实验研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2012.
- [9] 赵华. 球形莫来石骨料在低体积密度浇注料中的应用研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2019.
- [10] LU P, LEE K H. A modified model for the prediction of effective elastic moduli of composite materials[J]. Solids & struct, 2002, 39(3): 649-657.
- [11] 杨亚罗, 吴昊. 离散元接触模型研究及其相关应用[C]//Proceedings of 2011 International conference on Intelligent Computation and Industrial Application (ICIA 2011 V4). 2011: 29-31.
- [12] 朱新伟. 高铝质浇注料的制备条件与其物理性能之间关系的研究[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2005.
- [13] 王文涛, 王俊元, 段能全, 等. 基于离散元的粉料振动密堆积影响因素研究[J]. 中国陶瓷, 2013, 49(8): 42-45.
- [14] 官波, 李拴生, 侯再恩. 不定形耐火材料颗粒级配的优化[J]. 耐火材料, 2003(6): 326-329.
- [15] 贡志达. 大型混凝土振动台振动系统研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2017.
- [16] 金建交, 杨世春, 何根旺, 等. 砌块成型机的振动对砌块密实度的影响[J]. 机械工程与自动化, 2006(1): 49-52.

作者简介: 冯霏(1982-), 男, 博士, 讲师, 沈阳化工大学机械与动力工程学院。主要从事机械设计理念、机械动力学研究。
丁群龙(1997-), 男, 硕士研究生, 沈阳化工大学机械与动力工程学院。

收稿日期: 2023-05-05

基于正交试验小孔节流液体静压轴承优化分析^{*}

任登洲,陈佳君,尹 洋,甘 鹏,邱春雷,向呈方

(西华大学 机械工程学院,四川 成都 610039)

摘 要:以内圆磨床小孔节流液体静压轴承为研究对象,将 SOLIDWORKS 建立的油膜三维模型导入 ICEM 中进行网格划分和边界条件命名,利用流体仿真软件 FLUENT 仿真分析,运用正交试验法设计试验方案分析轴承主要参数对轴承性能的影响及各参数对轴承性能影响的主次顺序。结果表明:影响液体静压轴承承载力和刚度的因素主要包括平均间隙、节流孔直径、节流孔到轴端面距离、单排节流孔数目、偏心率、供油压力、润滑油动力粘度等;轴承的主要参数对液体静压轴承承载力和刚度的敏感性差异很大;同时以承载力最大为优化准则得到优化后轴承模型参数,其承载力提升了 113.99%,同时刚度也提升了 98.85%。

关键词:液体静压轴承 仿真分析 正交试验 承载力及刚度 内圆磨床

中图分类号:TH133.36

文献标识码:B

文章编号:1002-6886(2024)04-0052-06

Optimization of small hole throttling hydrostatic bearing based on orthogonal test

REN Dengzhou, CHEN Jiajun, YIN Yang, GAN Peng, QIU Chunlei, XIANG Chengfang

Abstract: In this study we took the small hole throttling hydrostatic bearing of the internal cylindrical grinding machine as the research object. The oil film three-dimensional model established by SOLIDWORKS was imported into ICEM for mesh generation and boundary conditions naming. Fluid simulation software FLUENT was adopted for simulation analysis. The orthogonal test method was used to design the test program to analyze the effect of the main parameters of the bearing on the bearing performance and the order of the impact of each parameter. The results showed that, the factors affecting the bearing capacity and stiffness of the hydrostatic bearing were the average clearance, the diameter of throttle holes, the distance from the throttle holes to the end face of the shaft, the number of single-row throttle holes, the eccentricity, the oil supply pressure, the lubricant dynamic viscosity, etc. The effect of the main parameters on the bearing capacity and stiffness of the hydrostatic bearing was significantly different. With the maximum bearing capacity as the optimization goal, the bearing capacity of the optimized model increased by 113.99%, and the stiffness increased by 98.85%.

Keywords: hydrostatic bearing, simulation analysis, orthogonal test, bearing capacity and stiffness, internal cylindrical grinding machine

0 引言

液体静压轴承是内圆磨床主轴系统中重要的支承部件,具有低摩擦阻力、高刚性、高寿命、高精度保持性和可靠性的特点,在其精密工程中有着十分广泛的应用^[1-2]。轴承油膜特有“误差均化效应”和不可压缩性,从而液体静压轴承精度远高于滚动^[1]轴承,刚度、承载力远大于气浮轴承^[3-5]。由于液体静压轴承的承载性能直接影响被支承部件的加工精度或运动精度,因此轴承的承载力和刚度一直是研究

的重点。文献[6]用流体分析软件 CFX 研究偏心率对液体静压轴承承载力和刚度影响。文献[7]研究了毛细管节流动静压轴承油膜特性,分析了不同设计参数下毛细管节流四腔轴承的偏心率和偏位角,也分析了轴承承载能力与偏心率之间的关系。文献[8]根据液体静压支承的基本原理,研究了轴在以 ω 旋转、且受径向载荷 W 和弯曲力矩 M 的情况下,轴承的支承性能。文献[9]利用 ANSYS 分析软件对链轮组件中的静压轴承进行参数化建模,应用流体仿真软件 CFX 对液体静压轴承的速度场、压力场

和流场进行仿真分析。文献[10-12]利用有限元技术对气体静压轴承、多孔介质静压轴承径向特性进行分析,得到主轴刚度与承载力。

从以上文献看,各个学者主要研究轴承的结构参数对承载力的影响规律,对轴承载力、刚度性能的比较研究较少,各个参数对轴承的承载力和刚度的影响主次顺序往往被忽略。本文利用流体仿真软件 FLUENT 对轴承油膜压力分布进行求解;运用正交试验法设计试验方案,并采用正交试验设计方法设计了试验方案,分析轴承各参数对承载力和刚度的影响主次顺序;以承载力最大为优化目标,得到一组最优参数组合。

1 轴承工作原理

图1所示为小孔节流液体静压轴承流体域三维模型,图2所示为小孔节流液体静压轴承的工作原理图,通过节流孔供入一定压力的液压油,使其液压油充满油腔,在轴的旋转和外部载荷的作用下,轴心偏心距 e 产生。此时,靠近轴承的那一侧轴与轴承之间的间隙减小,润滑油流动的阻力增加,导致该侧间隙内的压力增加;相反地,另一侧间隙内的压力下降,两侧产生的压力差为轴承提供一定的承载能力。

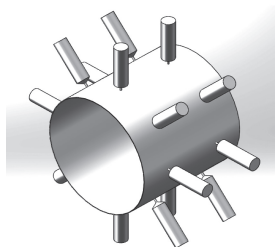


图1 液体静压轴承流场三维模型

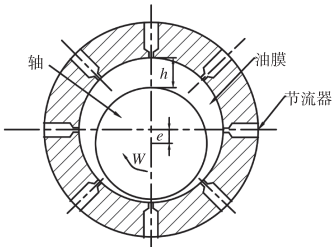


图2 液体静压轴承工作原理图

2 轴承的流场数学模型

由于液压油为不可压缩流体,则不可压缩流体的雷诺方程为^[13]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

式中, U 代表轴颈旋转的线速度; η 代表润滑油的动力黏度; h 代表油膜的厚度;其边界条件为:大气边界条件, $P = P_a$,其中 P_a 为大气压力;节流孔入口边

界, $P = P_0$,其中 P_0 为专用供油压力。

承载力公式:

$$W = \iint p(x,y) dS \quad (2)$$

刚度公式为:

$$K = \frac{\Delta W}{\Delta \varepsilon \cdot h} \quad (3)$$

式中: ε 为偏心率, h 为平均油膜厚度。

3 Fluent模型的建立求解及ICEM网格的划分

3.1 网格无关性的验证

为了避免网格单元尺寸对结果的影响,有必要进行网格无关性验证,对比分析网格单元尺寸按照0.25 mm、0.30 mm、0.35 mm的划分设置,得到的承载力结果如图3所示,设置内容见表1。

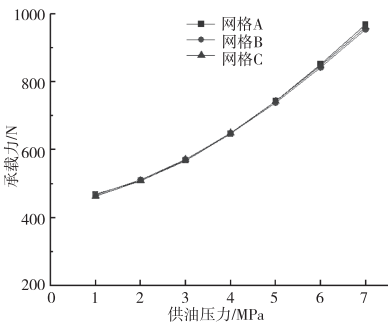


图3 三种网格尺寸的计算结果

表1 网格单元尺寸

名称	单元尺寸/mm	网格节点数	网格单元数量
网格 A	0.25	793980	907720
网格 B	0.30	553440	636480
网格 C	0.35	423900	489400

可以看到,三种尺寸的网格单元其承载力均十分相近,说明即使是0.35 mm尺寸的网格单元,也足够满足计算要求。

3.2 ICEM网格的划分

首先,将 SOLIDWORKS 建立的油膜三维模型导入 ICEM 中进行网格划分和边界条件命名。

网格划分是前处理重要的一部分,将直接影响仿真结果和仿真效率。网格划分质量较差,可能会

在仿真计算中造成严重的网格单元畸变,从而导致计算精度下降,甚至可能无法计算结果;油膜流体域网格划分选择六面体单元,计算收敛快,精度高;图4、图5、图6为液体静压轴承的流场模型网格的划分,由于轴承长度、轴承直径与油膜厚度相差几个数量级,因此通过O-

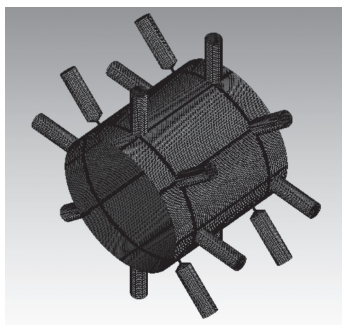


图4 液体静压轴承流场三维网格Block分块划分。

油膜厚度网格划分为5层,节流孔网格采用O型网格拓扑,并且节流孔和油膜厚度接触的部分网格划分要实现共节点,这样能有效地提高仿真精度,流体划分为489400个单元,节点数有423900个。

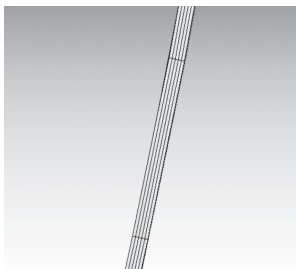


图5 油膜厚度层数划分

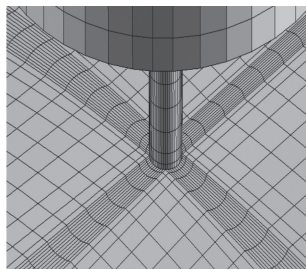


图6 网格共节点

3.3 迭代计算过程设置

在FLUENT中,进行网格检查和标定、计算模型选择、流体属性设置、计算环境设置、边界条件设置、求解策略设置和模型迭代计算。采用层流模型,选择SIMPLE算法计算轴承的稳态,由于轴颈的高转速和流场的剧烈变化,压力方程的插值离散格式选择PRESTO,而动量方程的插值离散格式可以是一阶迎风格式。设置润滑油的密度、粘度、润滑油的入口压力、出口压力、轴颈的转速等。通过使用残差曲线,确定计算结果是否收敛。如果残差曲线下降3个数量级,可以认为模拟结果收敛。表2为所选轴承的结构参数,表3为计算结果,图7为迭代残差曲线。

设定供油压力 $P=6$ MPa,轴颈转速 $N=14000$ rpm,润滑油动力粘度 $\eta=0.005508$ kg/(m·s)

表2 轴承结构参数

参 数	数 值
轴承宽度 L/mm	30
轴承内径 D/mm	30.03
节流孔直径 d/mm	0.3
单排节流孔数目 n	8
节流孔至轴承端面距离 l/mm	4
平均油膜厚度 $h_0/\mu\text{m}$	25
偏心率 ε	0.2

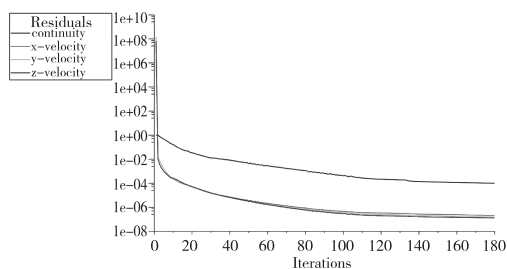


图7 迭代残差曲线

表3 轴承性能的计算结果

参 数	计算结果
承载力 W/N	1056.92
刚度 $K/(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	221.37

3.4 方法验证

为验证仿真的正确性,采用文献[14]的结构模型进行仿真,得到的仿真结果与文献[14]的计算结果进行对比。对比结果如图8、图9所示,图8为承载力随供油压力变化的结果对比,图9为刚度随供油压力变化的结果对比。由于本文采用ICEM网格进行划分,文献采用的是mesh进行网格划分,在网格质量上存在一定的差异,导致最后仿真结果存在微小差异,并且文献与本文的仿真结果有很好的一致性,说明本文仿真结果是可信的。

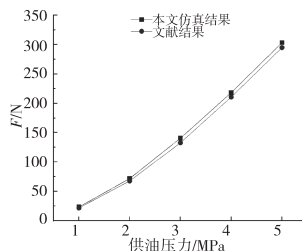


图8 承载力随供油压力变化的结果对比

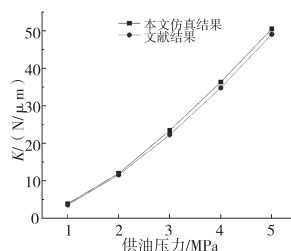


图9 刚度随供油压力变化的结果对比

4 正交试验设计与结果分析

液体静压轴承的结构参数会直接影响其承载力和刚度,其次各个参数水平都有多个,并且每个参数对承载力和刚度的影响程度各不相同,确定各参数对承载力、刚度的敏感程度和影响规律,成为研究液体静压轴承需要解决的问题。正交试验法可在不影响质量的情况下大大减少试验次数^[15];具有效率高、速度快、试验点代表性强,并能够直观看出各因素对目标函数的敏感度^[16]。

4.1 影响因素及水平

液体静压轴承的结构参数是影响承载力性能和刚度性能的主要因素,本试验主要考虑了轴承节流孔直径、平均间隙、节流孔到轴端面距离、单排节流孔数目、偏心率、供油压力、润滑油动力粘度等因素,各因素水平的选择见表4。

表4 正交试验考虑的因素及水平表

因素水平	1	2	3
平均间隙 $h/\mu\text{m}$	20	25	30
节流孔直径 d/mm	0.3	0.4	0.5
节流孔到轴端面距离 l/mm	4	5	6
单排节流孔数目 n	6	8	10
偏心率 ε	0.1	0.2	0.3
供油压力 P/MPa	2	4	6
润滑油动力粘度 $\eta/\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$	0.002592	0.003726	0.005508

利用正交试验合理规划各种因素和水平,选择 $L_{18}3^7$ 正交试验表^[17],在正交试验表中分别填写相应的因素和水平。根据正交表中规划的试验条件,共得到18组承载力和刚度分析方案。

4.2 结果分析

试验得到的液体静压轴承的承载力及刚度结果见表5。

表5 正交试验结果

编号	承载力 W/N	刚度 $K/(\text{N}\cdot\mu\text{m}^{-1})$
1	363.39	185.67
2	920.63	244.6
3	1670.97	332.03
4	1056.92	221.37
5	661.42	100.6
6	305.22	122.17
7	1137.62	140.13

续表5

编号	承载力 W/N	刚度 $K/(\text{N}\cdot\mu\text{m}^{-1})$
8	285.33	86.8
9	436.64	75.07
10	668.76	175.23
11	1689.63	298.93
12	598.93	301.53
13	410.29	163.53
14	843.43	182.17
15	866.2	120.9
16	694.6	85.83
17	340.98	115.77
18	507.93	84.4

通过正交试验极差结果分析,可得到各因素对承载力和刚度的影响程度不同,也可得到各因素的最佳组合,表6为各因素的极差值。

表6 极差结果分析

因素	承载力 W/N	刚度 $K/(\text{N}\cdot\mu\text{m}^{-1})$
平均间隙	836.40	316.66
节流孔直径	559.36	59.15
节流孔到轴端面距离	172.31	16.85
单排节流孔数目	216.43	32.93
偏心率	1472.10	34.32
供油压力	674.22	89.42
润滑油动力粘度	765.27	179.80

以承载力最大为优化条件,得到最佳组合方案,结果见表7。

表7 优化方案和优化结果

参数	优化前的方案	以承载力为优化目标得到的优化方案
平均间隙 $h/\mu\text{m}$	25	20
节流孔直径 d/mm	0.3	0.3
节流孔到轴端面距离 l/mm	4	4
单排节流孔数目 n	8	10
偏心率 ε	0.2	0.3
供油压力 P/MPa	6	6
润滑油动力粘度 $\eta/\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$	0.005508	0.005508
承载力 W/N	1056.92	2261.68
刚度 $K/(\text{N}\cdot\mu\text{m}^{-1})$	221.37	440.20

由上述结果得到以承载力最大为优化准则得到的各因素最佳组合为:平均间隙 $20\ \mu\text{m}$ 、节流孔直径 $0.3\ \text{mm}$ 、节流孔到轴端面距离 $4\ \text{mm}$ 、单排节流孔数目为 10 、偏心率为 0.3 、供油压力为 $6\ \text{MPa}$ 、润滑油动力粘度为 $0.005508\ \text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ 。

从极差 R 分析,得到各因素对承载力的影响顺序为: $\varepsilon > h_0 > \eta > P > d > n > l$ 。

从极差 R 分析,得到各因素对刚度的影响顺序为: $h_0 > \eta > P > d > \varepsilon > n > l$ 。

因素水平与性能指标的关系如图 10 所示。

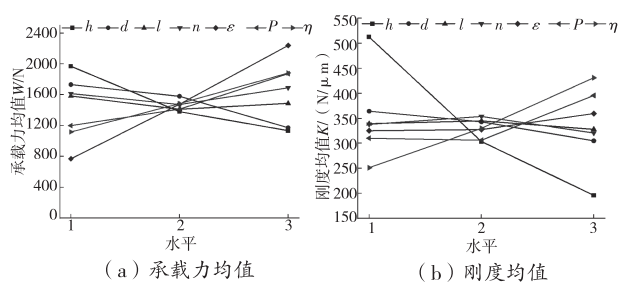


图 10 各因素均值

从图 10(a)可以看出,平均间隙、节流孔直径、供油压力、偏心率和润滑油动力粘度对承载力均值的影响较大,但是偏心率对承载力均值的影响最大,这是因为当轴承高速旋转时,产生了动压效应。从图 10(b)可以看出,平均间隙、润滑油动力粘度、供油压力和节流孔直径对刚度均值的影响较大,其中平均间隙对刚度均值的影响最大,刚度均值随着平均间隙的增大而减小;其次润滑油动力粘度对刚度均值的影响也较大,刚度均值随润滑油动力粘度的增加而增大。

5 结论

(1) 运用正交试验对液体静压轴承各个结构参数进行分析,结果表明,各参数对轴承性能的影响程度不同。各因素对承载力的影响主次顺序: $\varepsilon > h_0 > \eta > P > d > n > l$;各因素对刚度的影响主次顺序: $h_0 > \eta > P > d > \varepsilon > n > l$ 。

(2) 以承载力为优化准则得到最佳各参数组合:平均间隙 $20\ \mu\text{m}$ 、节流孔直径 $0.3\ \text{mm}$ 、节流孔到轴端面距离 $4\ \text{mm}$ 、单排节流孔数目为 10 、偏心率为 0.3 、供油压力为 $6\ \text{MPa}$ 、润滑油动力粘度为

$0.005508\ \text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ 。

(3) 以承载力最大为优化准则,得到的优化后轴承的承载力提升了 113.99% ,同时刚度提升了 98.85% 。

参考文献

- [1] 魏伟,郭智春. 数控转台液体静压轴承承载能力研究[J]. 机械工程与自动化,2023(3):34-36.
- [2] China Moore Company. Hydrostatic spindles [R]. The PMT Group,2009.
- [3] GARG H C, SHARDA H B, KUMAR V. On the design and development of hybrid journal bearings: a review[J]. Tribotest,2006,12(1):1-19.
- [4] ROWE W B. Advances in hydrostatic and hybrid bearing technology [J]. Journal of mechanical engineering science,1989,203(4):225-242.
- [5] 袁哲俊,王先逵. 精密和超精密加工技术[M]. 2版. 北京:机械工业出版社,2009.
- [6] 张晋琼. 磨床用液体静压轴承径向承载特性分析[J]. 机械管理开发,2016,31(11):28-29.
- [7] 杜巧连,张克华. 动静压液体轴承油膜承载特性的数值分析[J]. 农业工程学报,2008(6):137-140.
- [8] 王瑜,王涛,马玉林. 无回油槽双列内节流液体静压轴承的研究[J]. 哈尔滨工业大学学报,2000(3):71-73.
- [9] 张晋琼. 刮板输送机链轮组件用液体静压轴承流固耦合分析[J]. 煤矿机械,2017,38(1):35-37.
- [10] 崔海龙,岳晓斌,张连新,等. 基于 ANSYS 的多孔质静压轴承径向特性数值模拟[J]. 组合机床与自动化加工技术,2014(11):43-45.
- [11] 崔海龙,岳晓斌,雷大江,等. 基于 ANSYS Workbench 的气体静压轴承径向特性分析[J]. 润滑与密封,2014,39(10):100-103.
- [12] 崔海龙,岳晓斌,张连新,等. 基于数值模拟的小孔节流空气静压轴承静态特性研究[J]. 机械工程学报,2016,52(9):116-121.
- [13] 张继红,张继明. 液体静压轴承控制系统的动态性能研究[J]. 机电工程,2022,39(10):1418-1423.
- [14] 田洪雨. 内圆磨床液体静压轴承的承载性能分析及结构优化[D]. 成都:西华大学,2022.
- [15] 司东宏,张武果,段明德. 基于仿真和正交试验的空气静压径向轴承承载能力研究[J]. 轴承,2013(6):37-39.

永磁牵引系统逆变器优化设计及强度分析

刘子其, 刘 刚, 王 洋, 尹 俊
(湘电股份有限公司, 湖南 湘潭 411201)

摘 要:轨道交通的永磁牵引系统轻量化能降低动能和制动时的能量损耗, 又可以提高制动性能, 是轨道交通行业重点研究领域。本文以北京某地铁线为例, 利用 ANSYS 有限元仿真软件对牵引系统的结构进行了优化设计, 永磁牵引系统中 VVVF 逆变器、SIV 逆变器、整流装置分别减重 5.84%、4.05%、2.21%, 满足相关的标准安全系数要求, 同时, 优化后的结构目前已经完成了车辆调试、整车牵引系统型式试验以及 1000 km 空载试运行等, 试验结果均为合格。

关键词: VVVF 逆变器 SIV 逆变器 整流装置 静强度 有限元分析

中图分类号: TM464

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)04-0057-06

Optimization design and strength analysis of inverter for permanent magnet traction system

LIU Ziqi, LIU Gang, WANG Yang, YIN Jun

Abstract: The lightweight permanent magnet traction system, which can reduce kinetic energy and energy loss during braking, and can improve braking performance, has become a key research area in rail transit industry. In this paper, taking a subway line in Beijing as an example, ANSYS finite element simulation software is used to optimize the structure of the traction system, and the weight of the VVVF inverter, the SIV inverter and the rectifier device in the permanent magnet traction system is reduced by 5.84 %, 4.05 % and 2.21 %, respectively, which meets the requirements of relevant standards for safety factor. The optimized structure has gone through vehicle debugging, vehicle traction system type test, and 1000 km no-load test, and the test results are all qualified.

Keywords: VVVF inverter, SIV inverter, rectifier device, static strength, finite element analysis

0 引言

牵引系统作为城市轨道交通车辆的“心脏”, 是提供车辆动力的一个重要来源, 永磁牵引系统具有低损耗、低噪声、高效率和高功率密度等优势, 正在逐渐替代传统的异步牵引系统, 尤其在城市地铁交通上的应用非常广泛, 其节能效果显著、振动指标优

良、能量损耗低等优势得到了可靠有效验证, 根据统计, 国内运营时间最长的长沙 1 号线永磁牵引列车目前运行状态良好。

永磁牵引系统, 包括永磁同步电机、VVVF 逆变器(牵引逆变器)、SIV 逆变器、整流装置(辅助电源逆变器)。轨道交通车辆牵引电气系统中, 牵引变流器用于城市地铁与轻轨通常是直交(DC-AC)逆

- [16] 吴星宇. 气体静压止推轴承的结构优化研究[D]. 绵阳: 西南科技大学, 2021.
- [17] 上海市科学技术交流站. 正交试验设计法——多因素的实验方法[M]. 上海: 上海人民出版社, 1975.

基金项目: 四川省科技厅重点研发项目(2017GZ0356); 西华大学教育质量工程项目(YTD202302)。

作者简介: 任登洲(1997-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为液体润滑技术。

收稿日期: 2023-07-26

变系统(即牵引逆变器)。牵引逆变器是城市轨道交通车辆的心脏,其性能的优劣直接影响到城市轨道交通车辆的运行性能、运输能力、耗电量等等^[1]。很多学者对牵引系统逆变器的优化设计进行了深入的研究,丁杰等^[6]根据 GB/T 21563—2008 标准,运用瞬态动力学分析方法模拟了冲击试验过程中的受力情况;李凯等^[7]利用 ANSYS 软件对牵引高压箱进行了模态和静强度分析;崔元虎等^[8]依据 EN 12663—1 标准,对牵引逆变器进行了模态分析和静强度分析,结果表明永磁 INV 箱体最低阶固有频率约为 32.6 Hz,满足振动设计要求。以上学者主要对牵引逆变器等牵引系统部件进行了强度和受力分析,并未对牵引系统的轻量化设计有深入的研究。

基于上述,本文以北京某号地铁线为例,针对前期设计开发的 VVVF 逆变器、SIV 逆变器和整流装置重量无法满足用户对牵引系统重量要求的现状,对永磁牵引系统中的永磁 VVVF 逆变器、SIV 逆变器及整流装置进行轻量化设计以及强度分析,使得逆变器箱在满足设计目标和相关标准要求的同时,能够达到地铁车辆装车及工业运行的市场需求。

1 永磁牵引系统逆变器轻量化设计

永磁牵引系统逆变器的轻量化设计主要从材料科学、结构优化、系统集成三个方面进行。

材料科学:通过使用更轻但性能不减的材料来替代传统材料。例如电抗器、变压器,采用高强度铝合金或碳纤维复合材料来替代传统的钢铁材料,以降低逆变器箱体的重量。

结构设计:优化逆变器内部的结构设计,减少不必要的冗余部分,同时保证结构的强度和刚度。例如箱体中隔板、弯板等结构件等,可以通过拓扑优化等方法,找到结构的最优布局和形状,以最大化地减少材料的使用。

系统集成:通过更高效的系统集成设计,减少逆变器内部元件的数量和尺寸,从而降低整体重量。例如微机箱,通过采用高度集成化的功率单元和控制系统,可以减少逆变器内部的空间占用和重量。

1.1 永磁牵引系统逆变器拓扑优化

在永磁 VVVF 逆变器、SIV 逆变器及整流装置结构优化过程中不断被修改的参数,称为设计变量。

设计变量可用列向量 $X = [X_1, X_2, \dots, X_n]^T$ 表示,向量中各个分量的顺序是任意的,设计变量组成设计空间。

永磁 VVVF 逆变器、SIV 逆变器及整流装置进行拓扑优化时,首先针对某地铁用户需求书来确定永磁牵引系统的基本几何尺寸及重量,即 VVVF 逆变器、SIV 逆变器和整流装置的重量不高于 759 kg、1245 kg、1547 kg。随后永磁牵引系统逆变器的具体拓扑优化参数被基本确定下来。描述永磁牵引系统逆变器结构的主要参数为定形定位尺寸、应力阈值、重量及与其他零部件的位置关系等。

目标函数就是产品结构设计得以被优化的函数,它衡量设计方案是否能满足要求。本文永磁牵引系统逆变器在满足相应设计规范和性能要求的前提下,以某地铁用户需求书的允许质量作为拓扑优化的目标函数,设定响应函数的应力阈值为 235 MPa 和 355 MPa(本文使用材料的许用应力),且模型处理时需要永磁牵引系统逆变器的设计变量、目标和响应函数、约束条件加以区别。永磁牵引系统逆变器的拓扑优化过程可视为一般的数学表达形式进行迭代计算,其拓扑优化结构的数学模型可表述为:

$$X = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \in R$$

$$H(X)_{\text{允许}}, H(X)_{\text{允许}} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$$

使得以下表示式成立:

$$g_i(X) = g(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0, i = (1, 2, \dots, m)$$

$$h_j(X) = h(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0, j = (1, 2, \dots, n)$$

式中: $H(X)_{\text{允许}}$ —优化的目标函数,即永磁牵引系统逆变器优化设计区域的重量; $g_i(X)$ —第 i 个不等式约束函数; $h_j(X)$ —第 j 个等式约束函数; m —状态变量的个数; n —状态变量的个数; x_n —设计变量; R —实数域(可行域)。

永磁牵引系统逆变器进行拓扑优化的迭代计算中,当需要考虑多种因素共同作用时,可采用约束变量法,先以其中一种主要因素作为性能约束进行优化计算,优化后再对永磁牵引系统逆变器的其他性能约束进行优化,以此类推,直到优化后的计算结果满足所有的限制条件,此时就可以结束优化过程。图 1 表达了永磁牵引系统优化流程步骤。

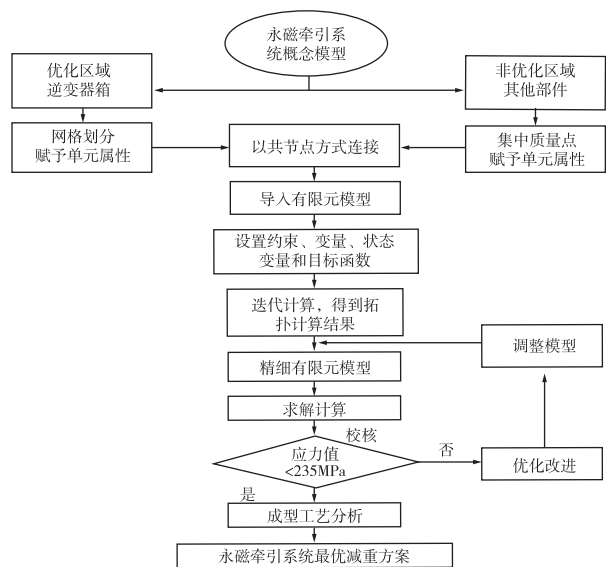


图1 永磁牵引系统优化流程步骤

1.2 VVVF 逆变器

VVVF 逆变器箱为对称式布置,逆变器箱左右两端对称安装功率单元、滤波电容、复合母排和传感器等;中间安装微机箱、滤波单元、OVT 过压吸收单元和其他辅助电气元件。按照可直接互换原则,永磁 DC750 VVVF 逆变器箱的外形尺寸、安装尺寸、吊装方式保持与北京地铁正线运行的异步牵引系统完全一致。图 2 为 VVVF 逆变器三维设计图,表 1 为 VVVF 逆变器轻量化设计方案简介。

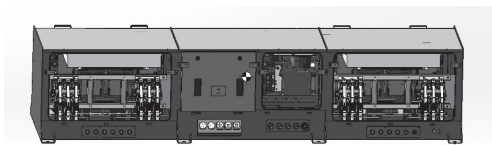


图2 VVVF 逆变器三维图

表1 VVVF 逆变器轻量化设计方案

部 件	优化方案	减少重量/kg
复合母排	去除冗余材料部分,优化结构	22
散热器护罩	在有限范围内,扩大散热器护罩散热孔	2
功率单元 安装框架	扩大框架周边的工艺孔	2.8
箱体	调整隔板、侧板等的壁厚,扩大部分隔板工艺开孔	20.2

对标某地铁线已安装的异步牵引系统逆变器箱

重量为 759 kg,目前已有的设计方案中 VVVF 逆变器箱重量为 804 kg,经过表 1 中的优化减重,现能够将重量减至 757 kg,能够达到某地铁线对安装的 VVVF 逆变器箱重量要求,重心由原来的 (1500, 360,215)变为(1502,361,214),基本无变化。

1.3 SIV 逆变器

SIV 逆变器箱的布局基本依据线路原理走向来进行电气元件布置和功能划分。高速断路器室和微机控制单元室分设在箱体两端,避免了高、低压线路的相互干扰;内部走线高、低导线分布,开关信号线与模拟信号线分布。图 3 为 SIV 逆变器三维设计图。表 2 为 SIV 逆变器轻量化设计方案简介。

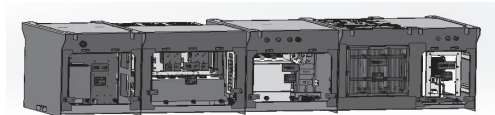


图3 SIV 逆变器三维图

表2 SIV 逆变器轻量化设计方案

部 件	优化方案	减少重量/kg
隔板	在有限范围内,扩大隔板工艺孔	3.4
侧板	在有限范围内,扩大侧板工艺孔	2.7
弯板 1×3	厚度由 3mm 改为 2mm	1.5
弯板 2×2	厚度由 2.5mm 改为 2mm	1
安装板	厚度由 3mm 改为 2mm	2.7
弯板 3	取消弯板 3	2.8
弯板 4	取消弯板 4	1.4
交流电抗器	变更材料,优化结构	5
直流电抗器	变更材料,优化结构	1
微机箱	系统集成	10
复合母排 1	去除冗余材料部分,优化结构	12
复合母排 2	去除冗余材料部分,优化结构	9

对标某地铁线已安装的 SIV 逆变器重量为 1245 kg,目前已有的设计方案中 SIV 逆变箱重量为 1295 kg,经过优化减重,现能够将重量减至 1242.5 kg,重心由原来的 (1477,509,334)变为(1446,506,344),基本无变化。

1.4 整流装置

在不改变原箱体体积尺寸下,遵循互换原则,整流器箱在外形尺寸、安装尺寸、吊装方式及对外接口和北京地铁完全一致。图 4 为整流器三维图。表 3

为整流器轻量化设计方案简介。

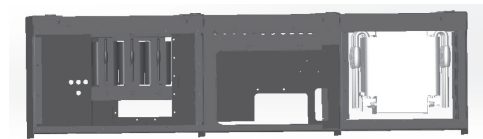


图4 整流器三维图

表3 整流器轻量化设计方案

部 件	优化方案	减少重量/kg
顶板焊装 1	去除冗余材料部分	4.9
端板装配	在有限范围内,扩大端板工艺孔	5
端板装配	在有限范围内,扩大端板工艺孔	4.2
顶板焊装 2	去除冗余材料部分	6.7
变压器 T0	变更材料,优化结构	11
变压器 T1	变更材料,优化结构	2
斩波电抗器	变更材料,优化结构	1

对标某地铁线已安装的整流器重量为 1547 kg,先前已经完成的设计方案整流器重量为 1580 kg,经过优化减重,现能够将重量减至 1545 kg,重心由原来的(744,565,298)变为(749,564,303),重心位置基本无变化。

2 静力强度分析

依据 GB/T 21563—2008(IEC 61373-2010)轨道交通设备冲击和振动试验标准,要求安装在车体中间的设备能够承受的最大冲击载荷为 5g(列车前进方向),横向 3g(列车车轮轴向)和垂向 3g(列车轨道面法向)。表 4 列出了应用材料的相关属性。

表4 材料属性表

材料	弹性模量 /Pa	泊松比	密度 /($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	屈服强度 /MPa
Q235	2.1E+11	0.3	7850	235
Q355	2.06E+11	0.28	7850	355

根据各逆变器箱实际的安装位置和运行工况,考虑箱体自重的影响,综合所加载条件及工况可分为:

- 纵向 5g 垂向 1g、纵向-5g 垂向 1g
- 横向 3g 垂向 1g、横向-3g 垂向 1g
- 垂向 3g、-3g

2.1 VVVF 逆变器强度分析

VVVF 逆变器箱体如图 4 所示,箱体的纵向为 Z 方向,箱体的横向为 X 方向,箱体的垂向为 Y 方向。根据箱体的安装情况,把箱体上的吊耳安装部位零位移固定约束处理,将质量比较大的散热器、支撑电容、接触器等简化为同等质量和质心位置相同的集中质点,如图 5。通过有限元计算分析,得出 6 种运行工况下的应力云图,如图 6 所示。

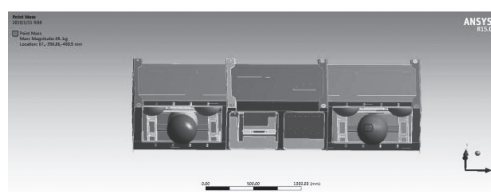
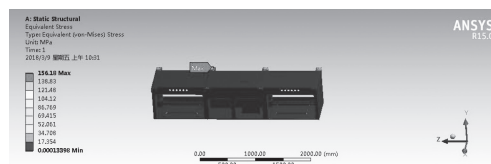
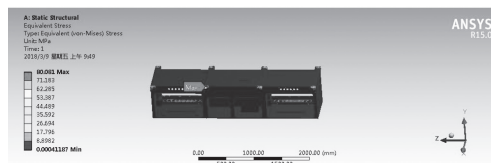


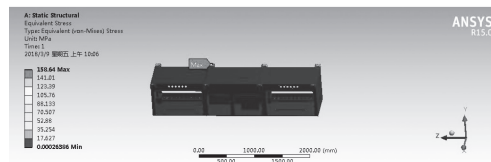
图5 VVVF 逆变器有限元模型



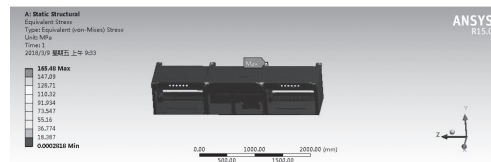
(a) 垂向+3g、-3g应力云图



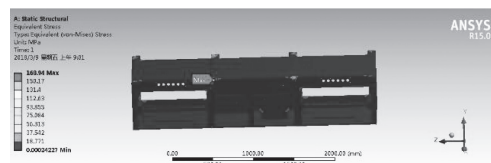
(b) 横向3g垂向1g应力云图



(c) 横向-3g垂向1g应力云图



(d) 纵向5g垂向1g应力云图



(e) 纵向-5g垂向1g应力云图

图6 VVVF 逆变器箱不同工况下的应力云图

从表 5 中的统计可知,VVVF 逆变器箱在工况纵向-5g 垂向 1g 的应力最大,应力值为 168.94 MPa,小于该箱体材料(Q235)的屈服极限强度 235 MPa,安全系数为 1.39,因此其强度满足要求。

表 5 VVVF 逆变器箱不同工况下的最大应力

名称	工况	最大应力 /MPa	位 置
图 6(a)	垂向 3g、-3g	156.18	左上第 2 个吊耳处
图 6(b)	横向 3g 垂向 1g	80.08	左下第 2 个吊耳处
图 6(c)	横向-3g 垂向 1g	158.64	左上第 2 个吊耳处
图 6(d)	纵向 5g 垂向 1g	168.48	左上第 3 个吊耳处
图 6(e)	纵向-5g 垂向 1g	168.94	左下第 2 个吊耳处

2.2 SIV 逆变器强度分析

SIV 逆变器箱体的纵向为 Z 方向,根据箱体的安装情况,把箱体上的吊耳安装部位零位移固定约束处理,将质量比较大的电抗器、散热器、电容器 ACC 等简化为同等质量和质心位置相同的集中质点。通过有限元计算分析,得出 6 种运行工况下的应力云图,如图 7 所示。

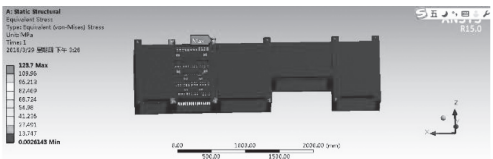
从表 6 中统计可知, SIV 逆变器箱体在 6 种运行工况下,纵向-5g 垂向 1g 时所得出的应力最大,为 270.3 MPa,最大应力的位置在安装 320 kg 电抗器的螺栓固定处,固定电抗器的两根槽钢用 Q355,安全系数为 1.31,箱体其他结构用 Q235;在横向两种工况下,最大应力点的位置也是在安装电抗器的螺栓固定处;在垂向两种工况下,最大应力位置在吊耳处。

表 6 SIV 逆变器箱不同工况下的最大应力

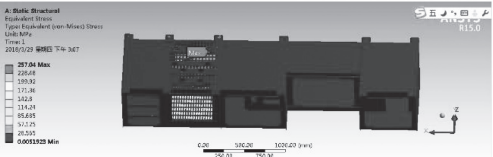
名称	工况	最大应力 /MPa	位 置
图 7(a)	垂向 3g、-3g	123.7	左上第 3 个吊耳处
图 7(b)	横向-3g 垂向 1g	257.04	电抗器螺栓固定处
图 7(c)	横向 3g 垂向 1g	256.66	电抗器螺栓固定处
图 7(d)	纵向 5g 垂向 1g	268.27	电抗器螺栓固定处
图 7(e)	纵向-5g 垂向 1g	270.3	电抗器螺栓固定处

2.3 整流器强度分析

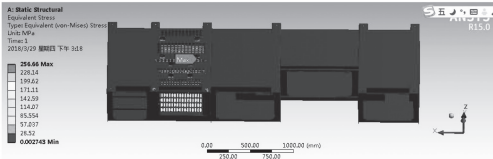
整流器根据箱体的安装情况,把箱体上的吊耳安装部位零位移固定约束处理,将质量比较大的变压器T0、变压器T1、斩波电抗器等简化为同等质量



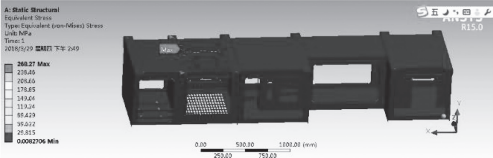
(a) 垂向 +3g、-3g 应力云图



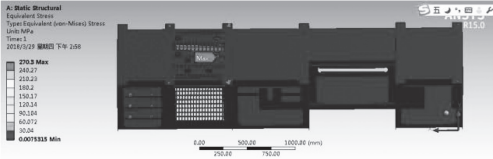
(b) 横向 3g 垂向 1g 应力云图



(c) 垂向 -3g 垂向 1g 应力云图



(d) 纵向 5g 垂向 1g 应力云图



(e) 纵向-5g 垂向 1g 应力云图

图 7 SIV 逆变器箱不同工况下的应力云图

和质心位置相同的集中质点。通过有限元计算分析,得出 6 种运行工况下的应力云图,如图 8 所示。

从表 7 中统计可知,整流器箱体在 6 种运行工况下,最大应力位置都在吊耳处,且在工况纵向 5g 垂向 1g 时所计算的应力最大,数值为 269.16 MPa,因此左端板、吊耳采用 Q355,安全系数为 1.32,其他部分用 Q235。

表 7 整流器不同工况下的最大应力

名称	工况	最大应力/MPa	位置
图 8(a)	垂向 3g、-3g	158.19	左下第 2 个吊耳处
图 8(b)	横向 3g 垂向 1g	146.05	左下第 2 个吊耳处
图 8(c)	横向-3g 垂向 1g	146.05	左下第 2 个吊耳处
图 8(d)	纵向 5g 垂向 1g	269.16	左上第 1 个吊耳处
图 8(e)	纵向-5g 垂向 1g	186.27	左下第 2 个吊耳处

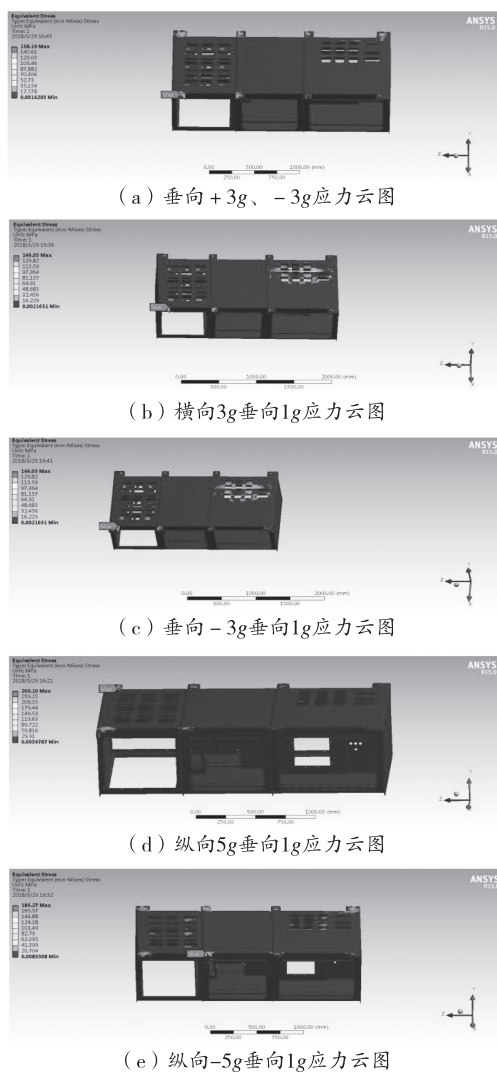


图 8 整流器不同工况下的应力云图

3 结论

(1) 永磁牵引系统中 VVVF 逆变器、SIV 逆变器、整流装置经过优化后分别减重 5.84%、4.05%、2.21%，重心基本无变化，降低动能和制动时的能量损耗，又可以提高制动性能，目前已经完成了车辆调试、整车牵引系统型式试验以及 1000 km 空载试运行等。

(2) 化后的 VVVF 逆变器、SIV 逆变器、整流装置符合 GB/T 21563—2008 (IEC 61373—2010) 轨道交通设备冲击和振动试验标准相关静强度和安全系数要求。其中，VVVF 逆变器在工况纵向 -5g 垂向 1g 的应力最大，位置在吊耳处，数值为 168.94 MPa；SIV 逆变器在工况纵向 -5g 垂向 1g 时所得出的应力最大，在电抗器处，数值为 270.3 MPa，此处材料改为 Q355；整流器在工况纵向 5g 垂向 1g 时所计算的应力最大，在左端板、吊耳处，数值为 269.16 MPa，此处材料改为 Q355，能替换现已正线运行异步牵引系统进行地铁车辆装车及工业运行。

参考文献

- [1] 翁星方, 邹档兵. 城市轨道交通车辆牵引逆变器的技术发展[J]. 机车电传动, 2012(1): 47-51.
- [2] 喻柳. 城市轨道交通车辆牵引逆变器设计[J]. 机车电传动, 2015(5): 53-55.
- [3] 王智鹏. 一种模块化辅助逆变器设计及强度仿真[J]. 机车电传动, 2017(2): 48-52.
- [4] 曾高明, 闫志勇, 张晓, 等. 地铁集成式辅助电源研制[J]. 机车电传动, 2014(1): 69-73.
- [5] 李碧钰, 丁杰, 谭渺, 等. 集成式辅助电源柜的设计及仿真分析[J]. 机车电传动, 2013(1): 48-50.
- [6] 丁杰, 忻力, 荣智林, 等. 变流器柜体冲击和随机振动试验的数值模拟[J]. 机车电传动, 2012(1): 62-65.
- [7] 李凯, 宁波, 崔元虎, 等. 地铁车辆集成式牵引高箱设计[J]. 轨道交通装备与技术, 2012(7): 31-34.
- [8] 崔元虎, 李笃, 宁波, 等. 永磁牵引逆变器模态及静强度分析[J]. 自动化应用, 2018(2): 54-56.

作者简介: 刘子其(1988-), 男, 湖南湘潭人, 中级工程师, 硕士研究生, 主要从事轨道牵引系统及工程机械电控产品设计工作。

收稿日期: 2024-05-14

牙科气溶胶负压吸附消杀设备管道气动噪声研究*

李玉刚^{1,2}, 杨林¹

(1. 贵州装备制造职业学院, 贵州 贵阳 550014; 2. 贵州大学 机械工程学院, 贵州 贵阳 550025)

摘要:针对牙科诊疗过程中气溶胶负压吸附设备运行造成诊疗环境噪声污染问题, 本文通过研究现有负压吸附消杀设备结构组成与运行原理, 分析噪声来源; 选用非平衡壁面 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型, 结合 SIMPLEC 算法, 基于 Ansys Fluent 流体力学有限元分析软件分析吸附管道气动噪声。根据分析结果, 提出结构优化方案, 并通过对比优化前后吸附管道流场压力、速度云图和平均噪声强度, 验证方案可行性。实验结果表明: 通过采用吸附管道平滑过渡结构, 有效降低了气动噪声, 提高了口腔疾病患者牙科诊疗舒适度。

关键词: 负压吸附消杀设备 气动噪声 吸附管道 Fluent 平滑过渡

中图分类号: U270

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)04-0063-06

Research on pneumatic noise in the pipeline of dental aerosol negative pressure adsorption and disinfection equipment

LI Yugang, YANG Lin

Abstract: Aiming at the problem of noise pollution generated during the operation of the negative pressure adsorption and disinfection equipment in the dental treatment environment, this paper analyzed the sources of noise by studying the structural components and operational principles of existing negative pressure adsorption and disinfection equipment. Furthermore, the pneumatic noise in the adsorption pipeline was analyzed by using the non-equilibrium wall RNG $k-\varepsilon$ turbulence model with the SIMPLEC algorithm based on Ansys Fluent fluid dynamics finite element analysis software. According to the analysis results, a structural optimization scheme was proposed. The feasibility of the scheme was validated through comparison of the flow field pressure, velocity cloud diagram, and average noise intensity of the adsorption pipeline before and after optimization. The experimental results indicated that, by adopting a smooth transition structure in the adsorption pipeline, the pneumatic noise was effectively reduced, thereby enhancing the comfort degree of patients.

Keywords: negative pressure adsorption and disinfection equipment, pneumatic noise, adsorption pipeline, Fluent, smooth transition

0 引言

随着现代化医疗技术的完善和发展, 营造舒适化安全诊疗环境已成为当前我国口腔牙科面临的新挑战^[1-2]。在牙科, 涉及使用牙科手机诊疗的备牙、拔牙和牙齿修复等手术是普遍存在的^[3]。在诊疗过程中, 冷却水通常用以维持牙齿和手机温度平衡, 与高速旋转的牙科手机“预混合”后会产生大量空气动力学直径为 0.001 μm 到 100 μm 的气溶胶^[4]。这些气溶胶可能会被携带病原微生物的口腔疾病患者的唾液或血液所污染, 从而成为结核分枝杆菌、致

病性链球菌、HIV 病毒、肝炎病毒, 甚至是引起 COVID-19 大流行的 SARS-CoV-2 病毒传播的载体, 对周围暴露的其他口腔疾病患者、手术助理、医生等牙科人员构成潜在健康危害^[4]。

负压吸附消杀是去除牙科诊疗气溶胶、阻断疾病传播的重要措施^[5]。然而, 目前在实际牙科诊疗过程中, 使用负压吸附消杀设备吸附去除气溶胶的同时, 会产生大于 60 dB 强度的气动噪声, 超出了人体可接受环境噪声 50 dB 阈值的国家标准, 造成整个诊疗环境的噪声污染, 严重降低了牙科人员诊疗舒适度^[6]。本文针对牙科诊疗环境下负压吸附消

杀设备气动噪声污染问题,通过研究其结构组成与运行原理,分析了噪声来源;开展了基于 Fluent 流体力学的吸附管道气动噪声有限元分析,并根据分析结果,提出了可有效降低气动噪声的结构优化方案;最后,通过模型仿真和实验,验证了方案的可行性。

1 牙科负压吸附消杀设备结构组成与工作原理

本文以某口腔医院牙科门诊自主研制负压吸附消杀设备为研究对象,其主要由壳体、负压风机、消毒液容器、连接管道、出风管道、吸附管道和吸附口等 7 部分组成,设备实物图和结构组成示意图分别如图 1 和图 2 所示。在该设备结构组成中,连接管道、出风管道、吸附管道及吸附口的材料均为 PVC。牙科诊疗时,吸附消杀设备设置于牙科诊疗椅一侧,诊疗气溶胶由负压风机通过吸附管道经吸附口进行吸附,然后经连接管道通入装有过氧化氢消毒液的容器,最后通过出风管道排出。



图 1 牙科负压吸附消杀设备实物图

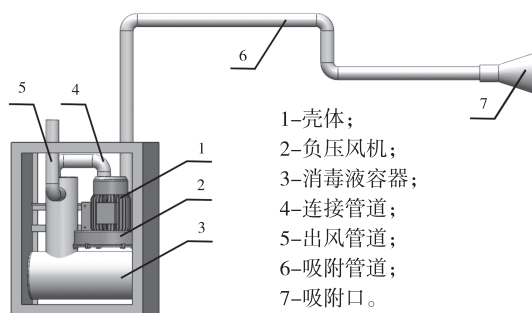


图 2 牙科负压吸附消杀设备结构组成示意图

2 噪声来源分析

根据负压吸附消杀设备结构组成和其在牙科诊疗环境下对诊疗气溶胶吸附的运行原理,初步分析

噪声来源为负压风机运行噪声、气溶胶与吸附口冲击摩擦所致气动噪声及气溶胶与吸附管道冲击摩擦所致气动噪声。然而,由实际噪声检测结果(表 1)可知,在吸附管道 90°转角处噪声强度最大,而吸附口和出风口处噪声均在 50 dB 阈值范围内^[6],且在壳体全封闭状态下负压风机处噪声明显减弱,因此,确定噪声主要来源为吸附管道。

表 1 实际噪声检测结果(单位: dB)

项 目	位 置					
	负压风机处 (壳体半封闭)	负压风机处 (壳体全封闭)	吸附口	吸附管道 直通处	吸附管道 90°转角处	出风口
平均强度	80	51	43	55	65	40

表 1 中所涉及的噪声检测是在一牙科诊疗室内负压吸附消杀设备工作状态下进行,检测过程中,门窗关闭,且无其他噪声源;检测点距离各检测位置(表 1)0.5 m,检测仪器为 HY108C-2 型声级计(湖南衡阳衡仪电气有限公司);每个检测点检测重复 3 次,检测结果为 3 次重复的平均值取整。

3 湍流模型和算法

气溶胶与管道内表面的相对速度和相互作用压力是影响噪声强度的主要因素。考虑到气溶胶在吸附管道内存在旋流和涡效应,本文选择基于湍动能 k 方程和湍动耗散率 ε 方程的非平衡壁面 RNG $k - \varepsilon$ 湍流模型数值模拟吸附管道气动噪声^[7]。具体 k 方程(式(1)) 和 ε 方程(式(2)) 如下:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \mu \frac{\partial(k u_i)}{\partial x_j} + \partial \mu \frac{\partial(u_j)}{\partial x_i}}{\partial x_j} + P_k - \varepsilon \quad (1)$$

其中, ρ 表示颗粒流密度; k 表示湍动能; t 表示时间; u 表示速度矢量; x 表示空间坐标; μ 表示动力粘度; P_k 表示湍动能输运项, ε 表示湍动能耗散项。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} \\ &= \frac{\partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \left(\frac{\partial(\varepsilon u_i)}{\partial x_j} + \frac{\partial(u_j)}{\partial x_i} \right) \right]}{\partial x_j} + \frac{C_1 \varepsilon P_k - C_2 \rho \varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (2)$$

其中, μ_i 表示湍动粘度, σ_ε 表示 ε 的抑制函数; C_1 和 C_2 是经验常数。

相应的,对于相对速度和相互作用压力的关联采用 SIMPLEC 压力修正算法,以使计算更易趋于收敛,提高收敛速度,减少计算损耗。

4 基于 Fluent 的吸附管道气动噪声计算流体力学有限元模型建立

4.1 创建三维实体模型

根据吸附管道结构尺寸(图 3),忽略转角接头管件螺纹、密封圈等细小特征,利用 SolidWorks 三维建模软件,建立截面直径为 50 mm 的吸附管道三维模型(图 4)。

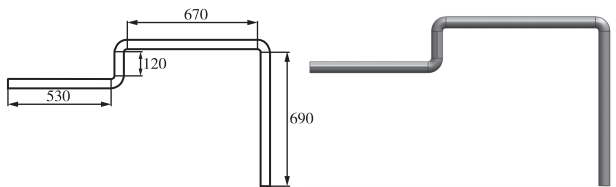


图 3 吸附管道结构尺寸示意图 图 4 吸附管道三维模型

4.2 网格划分与材料定义

将吸附管道三维模型导入 Ansys Fluent 计算流体力学有限元分析软件,采用 ICEM 划分流体域网格,并根据曲率在转角处进行网格加密,其模型节点数为 22549,网格数为 107858,网格模型如图 5 所示。考虑到负压吸附过程中吸附管道内流体域气溶胶含量占比远小于空气,因此,在分析过程中,将流体域材料设置为空气,如图 6 所示。

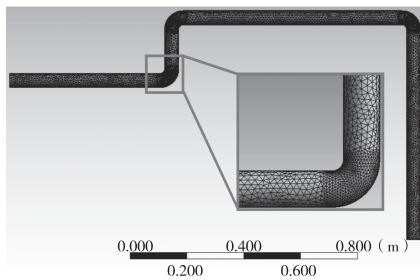


图 5 吸附管道网格模型

4.3 定义边界条件

根据牙科诊疗环境下负压吸附消杀设备吸附气溶胶运行原理,负压风机是气溶胶吸附的动力部件,其主要技术参数如表 2 所示。

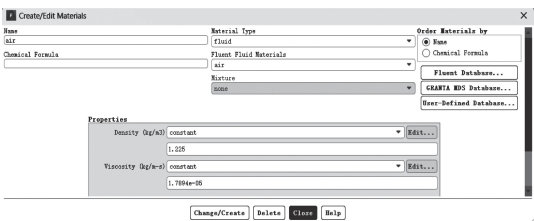


图 6 定义流体域材料

表 2 负压风机运行主要技术参数

功率 /kW	转速 /(r/min)	尺寸 /mm	风量 /(m³/h)	频率/ Hz	风压 /mbar
7.5	2850	451×461×477	265	50	430

按照现有吸附管道截面直径为 50 mm 的尺寸,结合管道流速计算公式,即流速=流量/管道截面积公式,计算风机入口处风速:

$$v_{入口} = \frac{265 \times 4}{3600 \times (\pi \times 50^2)} \times 10^6 = 37.51 \text{ m/s} \quad (3)$$

综合以上边界条件,定义有限元分析模型 inlet、outlet、fluid、wall,并结合负压吸附消杀设备实际运行状况,定义收敛判断条件为所有物理量误差小于 1.0E-4。

5 模型求解与结果分析

取流体域入口处为声源采集点 1,管道中转弯处为声源采集点 2,设置过程如图 7 所示。利用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,结合 SIMPLEC 算法,完成稳态流场速度-压力解耦;利用 LES 大涡模型,结合 PISO 算法,进行吸附管道内瞬态流场噪声分析。为减少计算损耗,计算模型参数比例设置为 0.1。分析结果如图 8-图 12 所示。

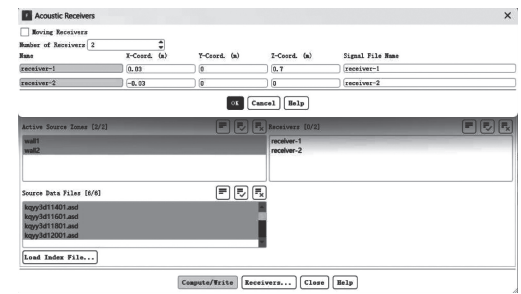


图 7 设置声源采集位置

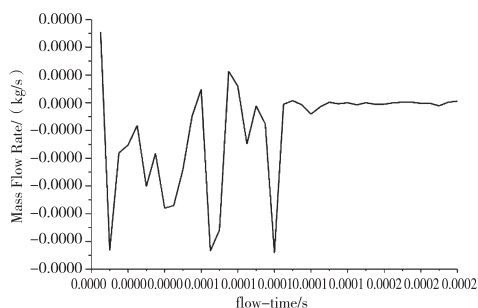


图8 质量流率曲线

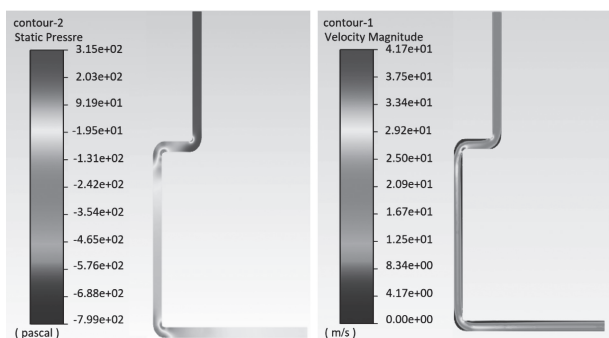


图9 流场压力云图

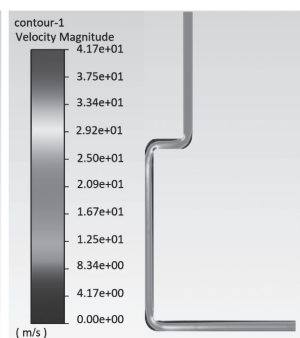


图10 流场速度云图

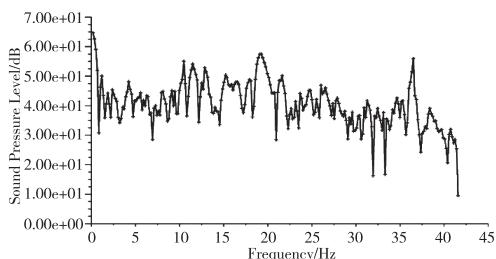


图11 声源1 声压与频率曲线

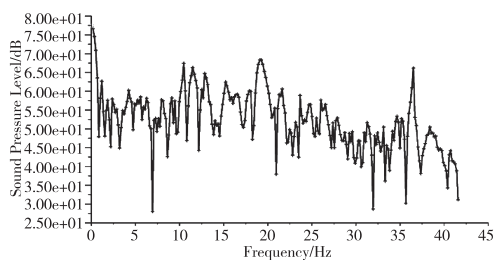


图12 声源2 声压与频率曲线

由图8可知,吸附管道入口和出口质量流率趋于0,证明所建有限元模型有效且可靠;由图9可知,最大流场压力出现在管道中转弯处,为315 Pa,且根据图10,在管道中转弯处流场流速有突变,最

大流速为41.7 m/s。由图11和图12可知,流体域入口处声源采集点平均声强为40 dB,管道中转弯处声源采集点平均声强为60 dB,与实际所测声强基本一致。

6 噪声优化

根据有限元计算结果分析,原气溶胶吸附管道中入口转弯处噪声偏大。最近的研究表明:管路结构变化,会引起气流流动状态改变,从而导致气体与管路壁面间压力脉动产生较强气动噪声^[8]。因此,本文将通过优化吸附管道结构,采用平滑过渡结构以减小噪声,优化后吸附管道结构及几何尺寸示意图如图13所示。

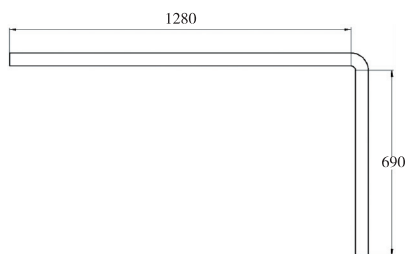


图13 优化后吸附管道结构及几何尺寸示意图

针对优化后吸附管道结构,建立有限元分析模型,并取流体域入口处为声源采集点1,管道末靠近负压电机的转角处为声源采集点2,进行稳态流场速度-压力解耦和瞬态噪声分析,结果如图14-图17所示。

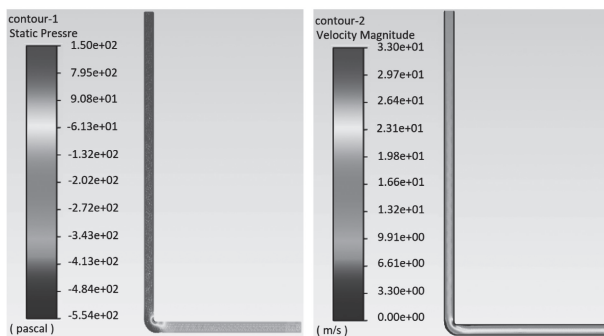


图14 流场压力云图

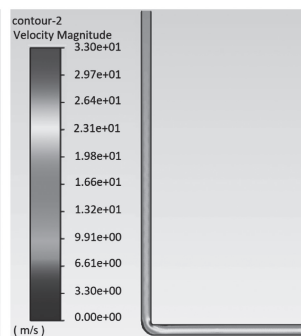


图15 流场速度云图

根据图14,管道入口流场压力分布均匀,且最大为150 Pa,仅为原管道结构最大压力的一半。根据图15,优化后,管道内流场最大空气流速为33 m/s(在转角处,由于总体结构限制,此转角不易优

化),有明显的下降。由图 16 可知,流场入口处声源采集点平均声强为 30 dB,相比原管道结构入口处平均声强有明显的改善。然而,根据图 17,靠近负压电机的转角处平均声强为 55 dB,虽比优化前有下降,但仍超过了标准阈值,因此,可考虑使用隔音棉降低此处噪声。

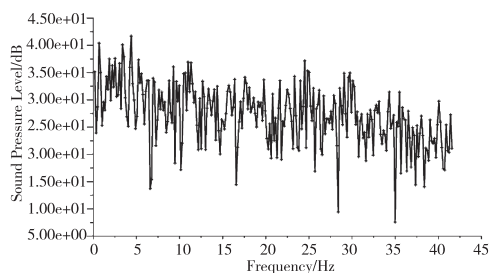


图 16 声源 1 声压与频率曲线

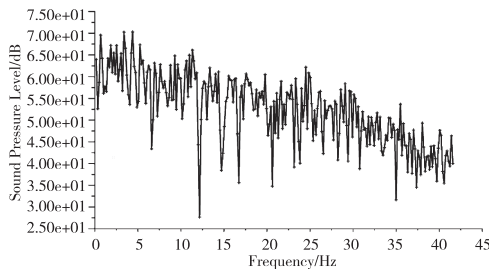


图 17 声源 2 声压与频率曲线

7 实验

根据优化结果,采用可定位万向竹节管和大广角三通道吸附口结构代替原 PVC 吸附管道(图 18),并在负压风机安装壳体内表面设置隔音棉以降低负压风机运行噪声。开展优化后牙科气溶胶负压吸附消杀设备噪声检测实验(图 19),靠近负压电机转角处的噪声平均声强检测结果分别为 33 dB 和 41 dB,验证了优化方案的可行性。

8 结论

(1)本文基于 Fluent 软件建立针对负压吸附消杀设备吸附管噪声优化的有限元分析模型,并通过结构优化,降低了负压吸附消杀设备去除牙科诊疗气溶胶过程中所产生的气动噪声,为解决负压吸附消杀设备噪声问题提供了有效途径。



图 18 优化后
负压吸附消杀
设备

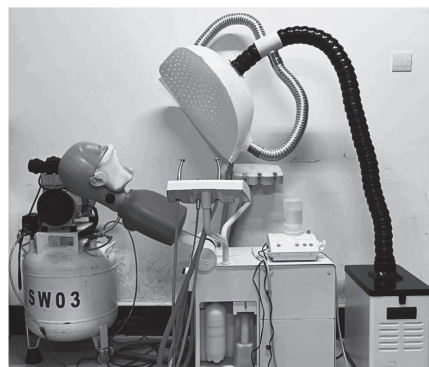


图 19 优化后负压吸附噪声
检测实验

(2)根据吸附管道流体域瞬态场分析结果,管道曲率变化越大,所产生噪声越大。建议负压吸附消杀设备采用可定位万向竹节管作为吸附管,以使吸附管道结构平滑过渡,并将风机安装于内表面贴敷隔音棉的封闭壳体中,以此充分降低设备运行气动噪声。

参考文献

- [1] 秋落. 反思比利时 Dentology+牙科诊所[J]. 室内设计与装修, 2022(7): 40-45.
- [2] 李斐. 灯光在室内牙科诊疗室的应用[J]. 匠心, 2023(2): 166-168.
- [3] ILIADI A, KOLETISI D, ELIADES T, et al. Particulate production and composite dust during routine dental procedures. A systematic review with meta-analyses[J]. Materials, 2020, 13(11): 2513.
- [4] 安娜, 岳林, 赵彬. 对口腔诊室中飞沫和气溶胶的认知与感染防控措施[J]. 中华口腔医学杂志, 2020, 55(4): 223-228.
- [5] 苏静. 气溶胶传播风险与口腔诊疗综合防控策略[J]. 中华口腔医学杂志, 2020, 55(4): 229-234.
- [6] 环境保护部. 工业企业厂界环境噪声排放标准: GB 12348—2008[S]. 北京: 中国环境科学出版社, 2008.
- [7] 郝毓雅, 张志强. 不同湍流模型下空中加油吊舱尾流场对比分析[J]. 现代机械, 2018(3): 72-77.
- [8] 曾飞, 汪舟, 葛久志, 等. 烟厂除尘系统进气口气动噪声数值研究[J]. 重庆理工大学学报, 2023(13): 315-323.

基于 LMS Virtual. lab 消声器声学特性分析及选型

黄名宗, 祁建德, 林尚锦

(上汽通用五菱汽车股份有限公司, 广西 柳州 545000)

摘要:运用 LMS Virtual. lab 的声学有限元模块对阻抗复合式消声器的三个方案分别进行声学特性分析,通过对比仿真结果,锁定方案二为最终设计方案。搭建消声器传递损失试验台架,利用双负载法测试方案二样件的传递损失曲线,结果表明:在 0~1500 Hz 范围,仿真结果与试验测试结果基本吻合,证实利用 LMS Virtual. lab 分析消声器声学性能的准确性和实用性,可用于指导消声器开发。

关键词:阻抗复合式消声器 声学有限元 传递损失

中图分类号:TK412

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0068-04

Acoustic characteristics analysis and type selection of the muffler based on LMS Virtual. lab

HUANG Mingzong, QI Jiande, LIN Shangjin

Abstract:The acoustic characteristics of the three schemes of the impedance compound muffler were analyzed by using the acoustic finite element module of software LMS virtual. lab. After comparing the simulation results, Scheme 2 was determined as the final design plan. A muffler transmission loss test bench was built, the transmission loss curve of Scheme 2 was measured by double load method. The results showed that the simulation results basically agreed with the test results in the range of 0 to 1500 Hz, which verified the accuracy and practicability of software LMS virtual. lab in the acoustic characteristics analysis and design guidance of mufflers.

Keywords:impedance compound muffler, acoustic finite element, transmission loss

0 引言

阻性消声器一般具有良好的中、高频消声效果,且消声频带较宽,对低频噪声的消声效果较差;抗性消声器主要适用于消除低、中频噪声,但对宽带高频噪声的消声效果较差^[1];鉴于阻性消声器和抗性消声器各自的特点,现阶段汽车排气噪声控制基本都采用阻抗复合式消声器。

某款车型的前消声器,在开发前期设计了三个

方案,为比较三个方案的优劣,利用 LMS Virtual. lab 对三个方案分别进行传递损失分析,从而选择一个最优方案,并通过试验验证分析的可靠性。

LMS Virtual. lab 声学模块是在集成 SYSNOISE 的基础上开发的一款专门用于声学仿真计算的工
具,它可以计算辐射声场的声学响应;采用最先进的声学有限元法和声学边界元法两种数据计算方法,可以在时域内计算,也可以在频域内计算。

基金项目:贵州省科技支撑计划项目:口腔诊疗微生物气溶胶吸附与高能离子复合消杀装备研制与应用(黔科合支撑[2022]一般196);数据中心机房轨道式智能巡检机器人装备研制(黔科合支撑[2024]一般185)。

作者简介:李玉刚(1988-),男,河南濮阳人,博士研究生,讲师,主要研究方向:结构设计,拓扑优化。

杨林(1988-),女,贵州遵义人,硕士研究生,教授,主要研究方向:机械设计。

收稿日期:2023-12-12

1 声学理论

1.1 穿孔板理论

穿孔板(图1)在消声器中被广泛使用,其目的是降低流动阻力损失并改善特定频率范围内的消声效果。一般而主,穿孔板以吸收低、中频噪声为主,它的吸声特性由穿孔孔径、穿孔率、板厚、腔深及附加多孔吸声材料的数量等许多因素确定。

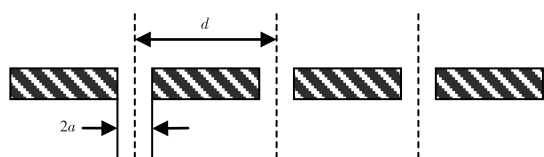


图1 穿孔板结构示意图

在 LMS Virtual. lab 声学有限元模型中,穿孔板是通过引入一个连续均匀的阻抗边界条件来表示^[2]。

声阻抗的表达式为:

$$Z_p = \frac{\Delta p}{V} = R_p + jX_p \quad (1)$$

式中, Δp 是声音通过穿孔板前后的声压差, V 是小孔处的平均质点振速。

$$R_p = \frac{1}{\varepsilon} \sqrt{8\omega\eta\rho_0} \left(1 + \frac{\iota}{2a}\right) \quad (2)$$

$$X_p = \frac{1}{\varepsilon} \omega\rho_0(1 + 2\Delta\iota) \quad (3)$$

式中, ε 为穿孔板的孔隙率; ω 是角频率; η 为流体动力黏度; ρ_0 为流体密度; ι 为穿孔板厚度; $\Delta\iota$ 是依据穿孔板圆孔排列方式的不同而选定的一个修正项。

$$\Delta\iota = \begin{cases} 0.85a \left(1 - 2.34 \frac{a}{d}\right) & 0 < \frac{a}{d} \leq 0.25 \\ 0.668a \left(1 - 1.9 \frac{a}{d}\right) & 0.25 < \frac{a}{d} < 0.5 \end{cases} \quad (4)$$

1.2 多孔吸声材料理论

多孔吸声材料之所以能把入射的声能吸收掉,是由于吸声材料的多孔性。当声波入射到这种材料表面时,可沿着微孔进入空隙,并衍射到内部的微孔内,引起空隙中的空气和材料细小纤维的振动。由于空气分子之间的黏滞阻力,使相当一部分能量转化为热能;特别是低频的吸收,主要依靠材料细纤维

的振动来实现。此外,空气与孔壁以及材料纤维间的热交换也会消耗部分声能,从而使反射出去的声能大大减少。这就是多孔吸声材料能够吸声的机理。

一般多孔吸声材料吸收高频声能效果较好,吸收低频声能效果较差,这是由于入射声波为低频时,使微孔内空气与纤维振动频率低,不剧烈;而高频声波容易使孔中空气快速振动,从而消耗较多的声能。同时,因为微孔中空气质点的振动速度快,也加快了空气与孔壁纤维间的热交换,增大了声能损耗量,所以多孔吸声材料对高频声能的吸收优于低频;并且,孔径越细或频率越高,这种声能吸收的效果越显著^[1]。

用 Delany-Bazeley-Miki 经验模型模拟吸音棉材料的声学特性,该模型只需要流阻这一个参数。Miki 根据 Delany 和 Bazeley 对大量孔隙率接近 1 的纤维材料的声学性能测量值,总结出了波数 k 和特征阻抗 Z_c 的修正表达式^[3]。

$$Z_c = \rho_0 c_0 \left(1 + 5.5 \left(10^3 \frac{f}{\sigma}\right)^{-0.632} - j8.43 \left(10^3 \frac{f}{\sigma}\right)^{-0.632}\right) \quad (5)$$

$$k = \frac{\omega}{c_0} \left(1 + 7.81 \left(10^3 \frac{f}{\sigma}\right)^{-0.618} - j11.41 \left(10^3 \frac{f}{\sigma}\right)^{-0.618}\right) \quad (6)$$

$$0.01 < \frac{f}{\sigma} < 1.00 \quad (7)$$

式中, ρ_0 为空气密度, c_0 为声音在空气中的声速, $\omega = 2\pi f$ 为角频率, σ 为流阻率。

1.3 传递损失

消声器传递损失只与结构本身相关,不受源特性和尾管辐射特性的影响,是消声器自身的固有特性,可以作为数值计算的参考指标。传递损失定义为入口入射声功率级与出口辐射声功率级之差,所以,定义消声器入口截面积为 A_{in} ,出口截面积为 A_{out} ,则入口和出口平面声波的声功率为^[4]:

$$W_{in} = \frac{p_{in}^2 A_{in}}{\rho c} \quad W_{out} = \frac{p_{out}^2 A_{out}}{\rho c} \quad (8)$$

消声器传递损失计算公式为:

$$TL(\text{dB}) = 10\lg\left(\frac{W_{in}}{W_{out}}\right) = 10\lg\left(\frac{p_{in}^2 A_{in}}{p_{out}^2 A_{out}}\right) \quad (9)$$

在 LMS Virtual. lab 中,计算消声器传递损失通常都是在入口处施加 $V_n = -1$ m/s 的单位振动速度,由于在声学有限元计算时,体网格法线方向指向外侧,因此在带入公式计算时, V_n 取为 1。

2 模型建立及求解

2.1 有限元模型

在消声器开发前期设计了三个方案,见图 2。三个方案的入口管、出口管直径均为 52 mm,用两块隔板将整个消声器分成三个腔体,第一个腔长度 103 mm,第二个腔长度 395 mm,第三个腔长度 93 mm,两块隔板上均匀分布直径为 4 mm 的小孔,穿孔率 15.5%;不同之处在于:方案一在第一、第三腔填充有吸音棉,进气管无穿孔;方案二在第一、第三腔填充有吸音棉,进气管穿孔,穿孔区长度 50 mm,孔径 3.5 mm,穿孔率 9.6%;方案三仅在第一腔填充有吸音棉,进气管穿孔,穿孔区长度 50 mm,孔径 3.5 mm,穿孔率 9.6%。

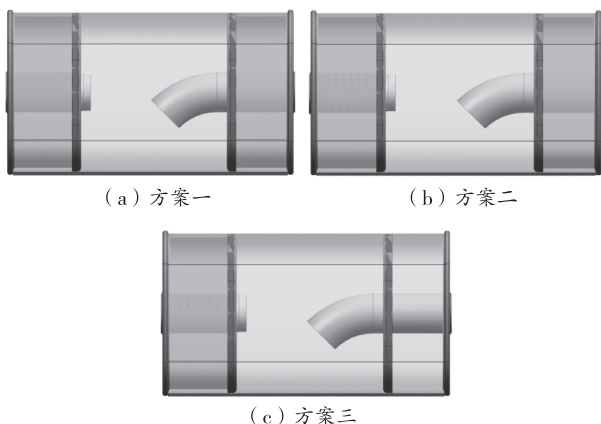


图 2 消声器结构方案

划分网格前对消声器三维模型以下细节做简化处理:

- 1) 省略半径小于 2 mm 的导角;
- 2) 省略钣金之间的间隙;
- 3) 省略消声器的排水孔;
- 4) 省略隔板折弯边。

通过抽取消声器内表面,并在进出口建立入口表面和出口表面,形成封闭声腔结构;利用 Hypermesh 划分声腔网格,网格单元为四面体,对断面、接合面等部位进行局部加密,对含有穿孔管/孔

区域,不需划分网格, LMS Virtual. lab 可通过定义传递导纳关系来模拟这些小孔,最终得到的有限元模型如图 3 所示。

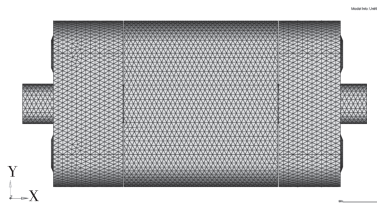


图 3 消声器声学有限元模型

2.2 声学特性分析与求解

本文将消声器内流体介质视为空气,吸音棉用 Delany-Bazeley-Miki 模型模拟,穿孔区域通过定义传递导纳关系来模拟;在入口设置单位振动速度为入口边界,出口设为无反射边界;求解分析频率范围为 $f = 10 \sim 1500$ Hz,步长为 10 Hz,对模型进行声学响应计算,可以得到各频率的声压分布图和传递损失曲线,如图 4 所示。

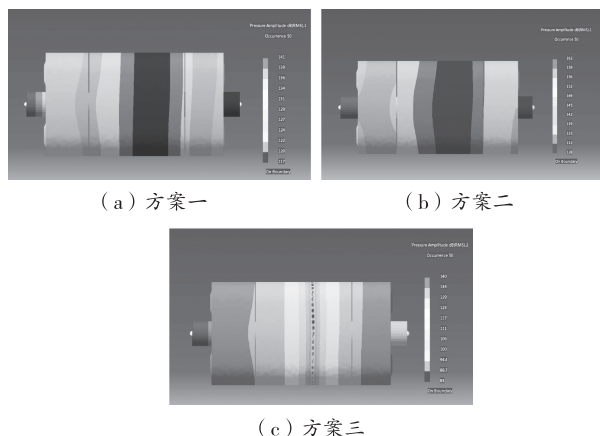


图 4 500 Hz 时三个方案的声压分布

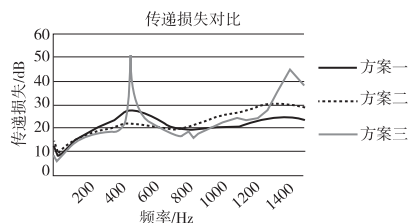


图 5 三个方案的传递损失曲线(消声器声学特性)

从传递损失曲线上可看出:方案一在 100 ~ 730 Hz 内消声量优于方案二和方案三,且系统消声的线

性度较好,但在 1000 ~ 1500 Hz 范围内消声效果最差;方案二系统消声的线性度最优,在 100 ~ 730 Hz 内的消声量比方案一稍差,但在此频带,方案二的消声量能满足整车声学性能要求,且方案二在 730 ~ 1500 Hz 内,消声量比方案一平均高 3 ~ 6 dB;方案三系统消声线性度最差,在 450 Hz、1400 Hz 出现峰值,会影响主观评价。

通过以上比较分析三个方案的消声效果,选定方案二为最终设计方案。

3 试验对比

消声器传递损失试验台架按《BT/SGMWJ 08538—2020 排气消声器传递损失试验方法》搭建,采用双负载法测量,即通过改变出口阻抗边界条件来建立描述待测消声器前后入射和反射波幅值关系的两个方程组,将求解出的参数代入简单的计算公式得出传递损失。该试验台架主要由扬声器、音频功率放大器、麦克风、驻波管等组成,图 6 为消声器传递损失试验现场图。

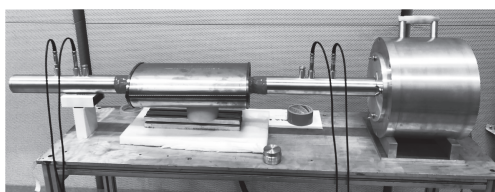


图 6 消声器传递损失试验现场

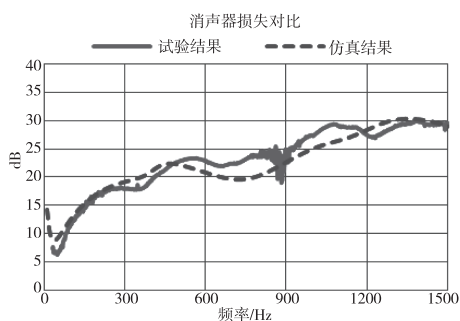


图 7 仿真结果与试验结果对比

对比试验结果和 LMS Virtual. lab 的仿真结果可以看出:在 500 ~ 1180 Hz 范围内,仿真结果与试验

结果相差 3.5 dB 左右,0 ~ 500 Hz 及 1180 ~ 1500 Hz 范围内,仿真结果与试验结果相差 2 dB 以内,仿真结果与试验测量结果基本吻合,表明基于 LMS Virtual. lab 消声器声学性能分析的准确性和实用性。

4 结语

a)介绍了消声器设计流程、LMS Virtual. lab 消声器声学性能分析的基本理论和模型,并基于 LMS Virtual. lab 仿真计算得到三个方案的消声器传递损失曲线,通过对比分析锁定方案二为最终设计。

b)运用 LMS Virtual. lab 做消声器声学分析,适当简化如焊缝、间隙、小孔等细节,可以节省计算成本而不影响分析结果。

c)在 LMS Virtual. lab 中,穿孔管/板可通过定义传递导纳关系来模拟,不必详细描述真实孔的几何形状;吸音棉选用 Delany-Bazeley-Miki 模型,可得与试验实测相符的结果;LMS Virtual. lab 的声学特性仿真结果可用于指导消声器开发设计。

参考文献

- [1] 赵良省. 噪声与振动控制技术[M]. 北京:化学工业出版社,2004:58-59,101-108.
- [2] 徐俊伟. Virtual. Lab Acoustic 声学仿真计算从入门到精通[M]. 西安:西北工业大学出版社,2013:23,42-43.
- [3] 姚丹,张捷,王瑞乾,等. 卧铺动车组床垫材料吸声特性测试及仿真优化[J]. 浙江大学学报(工学版),2016,59(8):1488.
- [4] 杨龙飞,安伟. 基于 LMS Virtual Lab 的穿孔板声学特性分析[J]. 机械制造与自动化,2018,47(5):138-139.

作者简介:黄名宗,上汽通用五菱汽车股份有限公司性能集成工程师,中级职称,从事动力集成附件研发与测试工作。

收稿日期:2023-09-21

一种沿同轴线旋转及平移双向运动装置*

马淑霞^{1,2}, 王 辉^{1,2}, 王 晗¹

(1. 兰州工业学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 甘肃省高校绿色切削加工技术及其应用省级重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

摘要:为解决土豆切削设备中的装夹问题,现需要设计一种沿同轴线双向运动装置。本文在分析该装置于整个系统中的实现功能及运动原理的基础上,确定了其工作方案及运动各限位点位置,设计了该部分的机械结构,并通过仿真平台 motion 的运行分析,验证了此装置的设计合理性。实验表明,在确定了主轴旋转速度、圈数、上下平移运动起止时间点及位移量等条件下,获取了预想的运动轨迹曲线,且通过分解段的参考点位置坐标分析,可看出该数值与最初装置设计的移动量相符。

关键词:双向运动 极限点位置 运动轨迹 参考点

中图分类号:TH12

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0072-05

A device with two-direction movement of rotation and translation based on single axis

MA Shuxia, WANG Hui, WANG Han

Abstract: In order to solve the problem of fixing potatoes in the potato cutting equipment, a device with two-direction movement based on single axis was designed. In the paper, on the basis of analyzing the function and the movement principles of the device, the operation scheme of the device and the positions of each extremity was analyzed. The mechanical structure was designed, and the rationality of the design was verified by operation analysis in Solidwork Motion simulation platform. The experiments showed that, under the given conditions of rotation speed, number of turns, displacement and start/stop time points, the motion trajectory of the device met the expectation. Analysis of the position coordinates of the reference points of each section showed that the value was in accordance with the designed movement amount.

Keywords: two-direction movement, extremity position, motion trajectory, reference point

0 引言

在外包络土豆削皮设备的项目研发中,该设备的运动原理如图 1 所示,包络刀头作贴合土豆表面的上下移动,固定于果叉轴上的土豆沿轴线作旋转运动,待整个土豆皮被切削完毕后,上压紧块和果叉轴沿竖直线反向移动,使得土豆脱离装夹区。

本文研究装置为果叉座,其作用是在下方固定并带动土豆旋转,且切削后取消土豆固定。在动力源带动下,能常见到单独绕轴线的旋转运动,也能常

见单一的沿直线平动^[1]。对于土豆削皮的需要,设计怎样的果叉座,才能实现相对同一果叉轴线旋转及平动的双向运动。

1 工作方案的确定

1.1 目标方案

固定有土豆的果叉轴,在切削时随电动机保持连续回转,切削完成后又能中断回转,使土豆沿轴线作直线滑移,且最终被有一定斜度的面沿法线方向推出,以此往复逐个实现对多个土豆皮的周期切削。

考虑到此功能的综合性,我们将其作分解处理。首先是土豆的旋转切削及中断问题,采用伺服电机加离合器来带动果叉轴,可以做到削皮时果叉轴旋转,且削皮完成后离合器使果叉轴与电动机主轴分

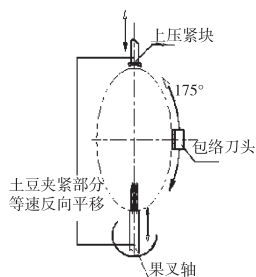


图 1 切削土豆设备的基本运动

离。其次是果叉座沿轴线滑移问题,为使传动键受力均匀且定心效果好,采用花键外加套筒的装置^[2]。套筒的内表面为花键孔,外表面为圆柱面,可实现果叉轴的旋转及平动双向运动,其中套筒的平动是由外部驱动元件来带动。

1.2 极限位置点的确定

理想设定输送部分运送的土豆样本,处于图2所示的几何中心位置,等待装夹。如图2所示,a位、b位和c位均为手柄轴线的移动位置。将切削前的准备工作分两部分:a—b位段,果叉轴上行最终与套筒接触且连体;b—c位段,果叉轴带动土豆及套筒上移,待叉针固定土豆后,与同时反向下行的压紧块一起,最终在c点固定土豆。在C位,土豆底部与果叉轴面接触,运动停止。反向,果叉轴则带动土豆下行,从b点开始,土豆逐渐脱离切削固定,最终在a位被抛出。

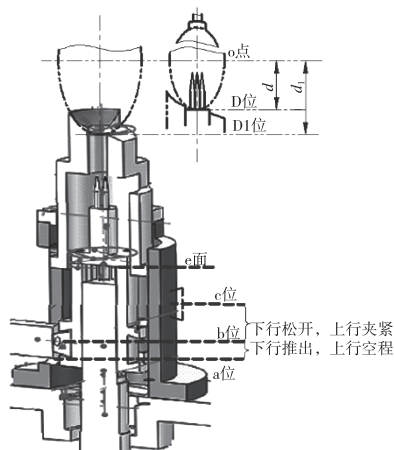


图2 果叉座的运动分析

$$F_t = 2000 T / d_n \quad (1)$$

式中, F_t 为土豆切削时的切向力,通过土豆切除原理实验和传动机构摩擦损耗,确定出其数值。

$$d_n = 17.2 \times \sqrt[3]{9550 \tau_p} \quad (2)$$

依据扭转轴的材料可查得 τ_p 值。则依据静连接公式

$$\sigma_p = 2T / \Psi Z h L_1 d \leq \sigma_{pp} \quad (3)$$

其中, Ψ 为各齿间不均匀系数,按齿数在0.7~0.8之间选定;在使用和制造情况良好,齿面经热处理后,可确定出挤压应力 σ_{pp} 值; Z 为齿数; h 为键齿工作齿高; d 为轴平均圆直径,依据最小圆轴径 d_n 可

得。最终我们得到了花键的最小工作长度 L_1 。

由于土豆大小各异,其长半轴尺寸不同,需将C点设为浮动点。为了方便计算,可先确定出土豆装夹中心o点至a位的距离,然后间接得到oa段尺寸。

$$oa = ab + L_1 + L_2 + d_1$$

其中, L_2 为e面到针尖的距离; ab 为套筒推出最大土豆的垂直距离,其尺寸为叉针深入土豆内部的固定值,该值的确定出于土豆的外形尺寸及材质密度两方面的考虑; d_1 为最大土豆的长轴半径值。

经市场调查,我们确定出土豆样本的尺寸区间,其长半轴值是此次设计的依据参数。以叉针顶部与土豆底部的接触位置D及D1为依据,确定出常用土豆与最大土豆的差值 $h\Delta$,即 $h\Delta = d_1 - d$,其中 d 为加工土豆的长半轴值。

$$\text{则: } bc = h\Delta + ab$$

横向方面尺寸,由花键最小轴径 d_n ,根据需要依次放大所得^[3]。

2 机械结构设计

遵从拉压代替弯曲及磨损均匀的原则,果叉座的承载力分为三方面:1)安装土豆及切削的垂直载荷,由中间承担零件最终卸载至承载力强、面积大的主基础面,这样符合力的传递路线最短及稳定性规律^[4];2)土豆向上运动所产生的载荷由移动驱动零件承担;3)土豆旋转时的切削力由驱动主轴产生的扭矩带动执行零件来实现。

考虑到螺旋传动只旋转不能实现相对的移动,连杆和摩擦轮的打滑都不适用于该装置的频繁变速需要,带传动和链传动占用空间大、精度低且易磨损等条件^[5],我们最终选用花键传动。它能满足旋转与移动双向运动要求,另外花键相对受力均匀,因接触面积大能承受较大载荷,且对中导向精度高。通过比对,在花键齿形为矩形或渐开线两种方案中,选用工作面高度低、适用于轮毂连接薄壁零件的渐开线型^[6]。

通过多种设计方案的比对,基于结构尽量简单、标准化和加工方法通用的原则,我们完成了此次以受力均匀、稳定性高的圆柱面为基础的设计。果叉座的结构设计及组成如图3所示,该装置由主轴、果

叉轴、支座、套筒、手柄、压盖、叉针等零件组成。

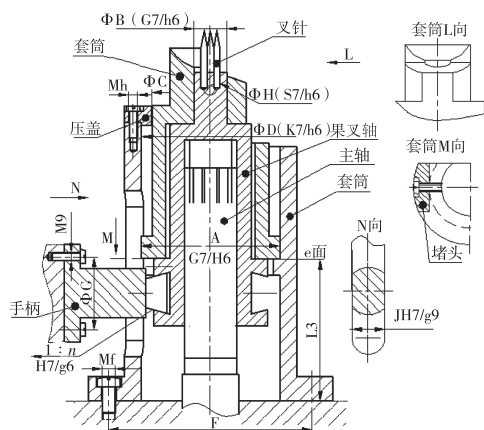


图3 果叉座的结构设计及组成

其工作原理是:手柄带动与其连接的果叉轴向上移动,随后套筒也被带动同步上移,使果叉向上移动,待叉针固定土豆底部后,移动停止。随即被电动机带动的主轴旋转,果叉轴也随之旋转,待土豆旋转完成切削后,主轴旋转停止。随后手柄带动果叉轴及套筒同步下移,在套筒被限位限制后,向下运动的叉针和静止的套筒作相对运动,待土豆被套筒上逐步推出后,手柄下移结束,也同时完成了此装置的一个周期作业。

在果叉轴底部,我们设计了燕尾型环面与手柄突出块相连接,而手柄突出块也就被设计成横截面为燕尾形的环面结构,以实现力的传递和手柄的水平限位问题,进而保证果叉轴被手柄带动的上下移动和其自主旋转的双向运动,上述锥面锥度确定为 $C=1:n$ 。在果叉轴下端设计了可拆卸的堵头,以解决手柄前端与环面的安装拆卸问题;为便于拆卸,将手柄前端与其基座采用 ΦG 环形均布的 M_g 螺纹固定。

果叉轴与主轴采用内嵌渐开线圆柱面花键设计,三根 ΦH 环形均布的叉针,其与果叉轴上端承深为 L_4 的中等压入。针对最小摩擦角和最大土豆外形等条件,设计了套筒上端面的特定的曲面结构。

支座设有环形台面,使得果叉轴与手柄下移途中,套筒被限位而果叉轴正常运动;支座内圆柱面起滑动导向作用,环形限位端面 e 与下基面距离为必须保证尺寸 L_3 。通过腰形孔设计,来解决手柄的相对上下滑动及装配问题,支座与下基础面通过 ΦF

环形均布的 M_f 螺纹紧固。为使该装置能够装拆,在上端设计了压盖,其与套筒通过 ΦD 环面连接,在端面处采用环形均布的 M_h 螺纹配合固定,并采用装配后加工螺纹以提高定位精度。其内环面对滑动中的套筒起辅助支承作用,与套筒外圆柱面承间隙接触。设计中所需的公差配合,均依据间隙、润滑及基准制等条件确定,具体数值如图3 所示^[7-8]。

3 运动仿真验证

此次采用动力学仿真平台 solidworks Motion,对该设计装置进行运动仿真和工作参数分析,它是利用 ADAMS(机械系统动力学自动分析)求解器分析装配体的运动行为及验证的,有两个认定前提:即各个零件是相互独立的,且都是不会出现变形的刚体^[9]。

3.1 设置零件的配合及质量

为移去多余的自由度,共使用同心、距离、重合和宽度四类配合。如对果叉轴圆柱面、套筒内壁、支撑板安装孔等共15组,为同心配合以保证其相互的同轴度。对套筒滑槽和花键齿等2组零件接触面,确定为宽度配合,通过宽度和薄片的选定,以限制它们之间的相互旋转。对安装基础面接触,如支撑板上面和外套筒下底面等11组为重合配合,以限定此方向的相对移动。另外,我们设置了一组两零件基准面的特定距离配合,以实现拉杆和套筒竖直方向的固定连接。

给零件编辑材料,使其有了实体质量及相关运动参数^[10]。如给零件外套筒选定材料,为带有弹性模量、密度和屈服强度等属性参数的合金钢,随即通过软件的评估质量属性,就可以得到其质量为5.401 kg 等其他力学数值。

3.2 添加驱动元件

此装置需要添加两个方向的动力源。

设定主轴旋转,给花键轴外圆柱面添加转动动力和方向,使其相对支撑板运动,根据它的工作时间段及匀速等条件,设定运动形式为距离、总旋转角度 4320° 、开始时间及持续时间等数值。

沿主轴线上平动,给拉杆头添加线性马达,使其带动导出架作往返运动。此运动分三个阶段,则选用运动形式为线段,自变量为时间变化,从变量为

移动位移,以方便分段添加参数控制。1)向上匀速运动段,添加起点0 s、终点5.7 s,总位移85 mm,分段类型为直线后,得到了位移、速度和加速度-时间运动曲线(图4);2)顶点等待段,此部分不产生位移,则分段类型为Cubic Default;3)向下匀速归位段,添加如图5所示的相应数值。

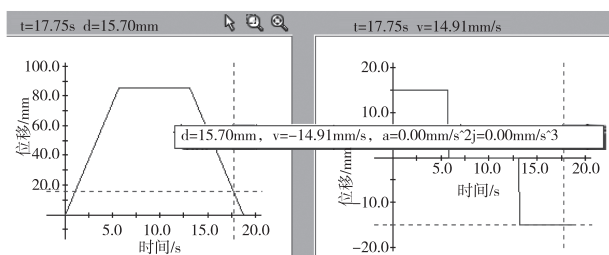


图4 旋转电动机的运动曲线

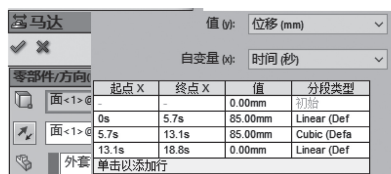


图5 旋转电动机的参数设定

为使得所有零件具有质量及重力,仿真中需要给装配体添加万有引力。通过引力属性,确定方向参考为X,引力加速度选默认即可。

3.3 防穿透处理

在验证初期通过算例计算,发现向上运动的花键套筒没有推动导出架,而是独自继续上移。为防止运动中零件的相互穿透问题,设置了相关运动的4组实体接触^[11]。如导出架-花键套筒组实体接触,均需确定出材料类型 steel dry、动静态摩擦速度及系数、弹性冲击中的最大阻尼及穿透度0.01 mm等参数。

3.4 各运动部件的时间分配

根据上下匀速平移速度、切削时主轴的旋转速度500 r/min、旋转圈数12等数值,确定出各个运动段时间如下:0~5.7 s 拉杆头向上,5.7~13.1 s 花键轴旋转,13.1~18.8 s 向下运动。再根据此时间段值,来确定每个参与运动的零件及驱动的时间,初始时间键码位置及数值^[12]。最终完成运动时间线的确定,如图6所示,其中图中竖直线为正在运动的时间轴线。



图6 各部件的运动时间线

3.5 轨迹获取及结果分析

通过运算总装配体的整体运动算例。图7为该装置的运动过程视图,为方便观察,对部分零件进行了透明度处理。从图中可观察到,当下各个零部件的运动及空间状态。

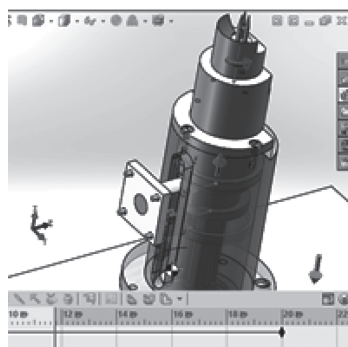


图7 该装置的运动仿真

编辑输出结果类型为位移/速度/加速度,子类型为跟踪路径,运动参考点为拉杆头的下顶点等设定,最终我们得到了如图8所示的运动轨迹,且利用图解生成的 csv 文件,可获取3765个曲线观测点的对应坐标数值。

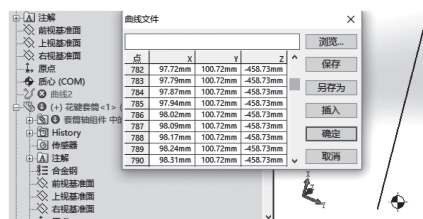


图8 运动轨迹及坐标值的获取

将更具有说明价值的点提取出来,如表1所示。可看出,所有点都沿平行与X轴线等距离变化,其空间坐标为 $U(x, 130.7165, -458.727)$,这也符合预想的运动规律。上行段从点1至点1141,共计1140个点,相邻两点的X坐标间距为0.075,直线位

移为 84.999 mm(精确至 0.001 位),与上述直线电动机的位移值 85 mm 相同。主轴旋转段从点 1141 至点 2623,共 1482 个点,其中 X 坐标值均为定值 101.165 mm,这符合主轴旋转时沿轴向没有直线位移的预想。下行段从点 2623 至点 3761,共计 1138 个点,直线位移从 101.165 下降至 16.388,距离为 84.776 mm,与原设定距离值相吻合,即运动件又回到了出发原点。但通过比对,在重力的影响下,到达同样的距离,下行的采集点数量略有减少。

表 1 轨迹采样点的坐标数值

序号	坐标 X/mm	序号	坐标 X/mm
1	16.16475895	2326	101.1647589
2	16.23932035	2622	101.1647589
286	37.41475895	2623	101.1647589
570	58.59019754	2624	101.1617765
855	79.84019754	2907	80.06388176
1140	101.0901975	3190	66.41914491
1141	101.1647589	3473	37.86212737
1142	101.1647589	3759	16.53756597
1438	101.1647589	3760	16.46300456
1734	101.1647589	3761	16.38844316
2030	101.1647589		

4 结论

(1)在机构基本运动原理的基础上,推导出各个极限位置点,为后期设计及验证提供了数据;

(2)依据该部分的基本参数及基本实现功能分解分析,确定出机械结构设计方案,并完成各个零件及整体装配的机械结构设计;

(3)借助 motion 验证平台,逐步对模拟装配体设置约束条件并调试,通过对仿真实验所得到的轨迹路线数值分析,可看出该装置实现了预期功能并达到各运动参数要求,验证了此设计的合理性。

参考文献

- [1] 孙恒,陈作模,葛文杰.机械原理[M].北京:高等教育出版社,2018:195-216.
- [2] 张飞飞,王瑞良.机械花键轴发生断裂的原因探究[J].中国设备工程,2021(19):174-175.
- [3] 闻邦椿.机械设计手册[M].北京:机械工业出版社,2018:6-32.
- [4] 徐嘉元,曾家驹.机械制造工艺学[M].北京:机械工业出版社,2009:16-28.
- [5] 濮良贵,陈国定.机械设计[M].北京:高等教育出版社,2018:46-72.
- [6] NORTON R L.机械设计[M].北京:机械工业出版社,2017:507-512.
- [7] 机械设计手册编委会.零部件设计常用基础标准[S].北京:机械工业出版社,2007:187-226.
- [8] 张黎骅,郑严.新编机械设计手册[S].北京:人民邮电出版社,2008:274-280.
- [9] 吴昊,童志伟,陈航,等.基于 SolidWorks Motion 与 ADAMS 在改进型 BW-280/12 泥浆泵的动力学仿真[J].制造业自动化,2014,36(5):65-67.
- [10] 李跃超.SOLIDWORKS Simulation 关于热应力模拟计算的探讨与设定[J].智能制造,2016(5):41-44.
- [11] DS SolidWorks 公司.SolidWorks Motion 运动仿真教程[M].北京:机械工业出版社,2014:43-50.
- [12] 孙健.基于 SolidWorks Motion 反求凸轮连杆组合机构模型的研究[J].机械研究与应用,2019,32(2):1-3.

基金项目:甘肃省高等学校科学研究项目(2018J-205);兰州市科技计划项目(2015-3-125);甘肃省教育科技创新项目(2022A-161)。

作者简介:马淑霞(1980-),女,甘肃庆阳人,讲师,硕士研究生,研究方向为机械设计与制造、机械机构,现发表论文 11 篇,获得实用新型专利 2 项,主持项目 2 项。

王辉(1987-),男,讲师,硕士研究生,研究方向为测试技术与智能化仪器。

收稿日期:2023-09-07

基于故障发生程度的四旋翼无人机故障诊断*

戴凌宇¹, 程 赟², 冯张棋³, 汪小利¹

(1. 南通职业大学, 江苏 南通 226000; 2. 南通大学 电气工程学院, 江苏 南通 226000;
3. 江苏大学 汽车工程研究院, 江苏 镇江 212000)

摘要:针对四旋翼无人机执行机构的部分失效故障诊断问题,构建了四旋翼无人机的单通道简化系统状态空间模型,分析了传统增强状态 Kalman 滤波器的算法流程和不足之处,提出了多阶段联合故障观测器对偏差系数以及系统原始状态量进行准确估计。仿真实验表明:多阶段联合故障观测器可以准确估计出不同工况下的故障系数,同时获取系统补偿偏差之后的原始真实状态量,展现了多阶段联合故障观测器在解决四旋翼无人机的故障诊断问题上的优越性。

关键词:四旋翼无人机 故障诊断 多阶段故障联合观测器 Kalman

中图分类号:TP1

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0077-07

Fault diagnosis of quadrotor UAV based on fault occurrence degree

DAI Lingyu, CHENG Yun, FENG Zhangqi, WANG Xiaoli

Abstract: Aiming at the problem of partial failure diagnosis of the actuator of the quadrotor UAV, a single-channel simplified system state space model of the quadrotor UAV is constructed. The algorithm flow and shortcomings of the traditional enhanced state Kalman filter are analyzed, and a multi-stage joint fault observer is proposed to accurately estimate the deviation coefficient and the original state quantity of the system. The simulation results show that the multi-stage joint fault observer can accurately estimate the fault coefficients under different working conditions, and obtain the original real state quantity after the system compensation deviation. It can be seen that the multi-stage joint fault observer has advantages in solving the problem of fault diagnosis of the quadrotor UAV.

Keywords: quadrotor UAV, fault diagnosis, multi-stage fault joint observer, Kalman

四旋翼无人机是一种相对简单、经济、容易飞行的系统,已被广泛应用于控制和自动化领域的开发、测试等技术中。这些技术包括控制、故障诊断、容错控制、基于多智能体的编队飞行技术、协同控制、分布式控制、监视和搜索任务、移动无线网络和通信。现如今很多知名研究人员对于四旋翼无人机有着深入的研究。例如:麻省理工的宇航实验室的无人机健康管理项目、斯坦福的多智能体无人机试验平台项目^[1]。康科迪亚大学机械与工业工程系的一组研究人员还在开发、实现和测试故障检测和诊断容错控制与协同控制在四旋翼无人直升机上的实验应用^[2]。

在过去的二十年里,无人机的可靠性、可维护性

和生存能力已经引起人们对故障诊断问题的极大关注。有关故障的时间、精确的位置和严重性的信息可以协助设计者调整控制架构,防止故障发生后产生严重的后果^[3]。如今针对四旋翼无人机故障检测问题的研究相对较少^[4-5]。Heredia 等^[6-7]使用了一种简单的观测器来检测和诊断无人机舵机的故障;文献[8]针对无人机群系统执行器故障问题,设计出神经网络观测器,该观测器可以同时实现不同节点,不同通道的故障诊断;文献[9]设计了一种非线性诊断观测器,利用两种故障场景仿真实验验证了该观测器的优越性;文献[10]提出了栈式降噪自编码的故障诊断方法,该方法具有不过分依赖模型与高鲁棒性的特点,大大提高了故障诊断的准确性。

一些 Kalman 滤波技术也被应用于无人机故障诊断问题中。文献[11]针对无人机姿态控制系统的传感器故障问题,使用 H^∞ 技术设计了一种鲁棒增广状态观测器,通过求解线性矩阵不等式得到四旋翼无人机姿态控制系统传感器的故障估计;文献[12]考虑无人机的外部干扰存在的情况,设计出一种全新的未知输入观测器对姿态系统执行器故障进行诊断;文献[13]设计了一种基于姿态角估计的多传感器故障诊断方法,能够同时检测和隔离故障偏差;文献[14]提出了一种增广和 Luenberger 故障联合观测器,极大拓宽了增广故障估计观测器的适用范围。

根据上述分析,目前关于四旋翼故障诊断问题的研究均只针对故障进行观测估计,忽略了系统本身原始状态量的估计,准确的故障信息和补偿后的状态估计均对后续控制器的设计有着极为重要的作用,于是本文考虑设计一种观测器,能同时对故障和系统状态进行准确估计。因此本文构建了四旋翼无人机的单通道简化系统状态空间模型,介绍增强状态 Kalman 滤波器的算法流程和不足之处,提出了用多阶段联合故障观测器对偏差系数以及系统原始状态量进行准确估计,为后续控制器的设计与调整提供关键信息基础。

1 四旋翼无人机单通道状态空间模型

四旋翼无人机是一个六自由度的欠驱动不稳定系统,4个旋翼分别安装了4个电机,每个电机产生的推力大小为 T_i ,与对应的 PWM 输入之间有一阶线性相关,其传递函数为:

$$T_i = K \frac{\omega}{s + \omega} u_i, i = 1, 2, 3, 4 \quad (1)$$

式中, K 为正增益, ω 为电机带宽,当 $u_i = 0$ 时,对应电机提供零推力。

四旋翼无人机的示意图如图1所示。每个电机位于距离质心 O 的距离 L 处,当旋转时,电机产生的扭矩 τ_i 与电机的扭矩方向相反。车身固定框架的原点是系统质心 O , X 轴从后到前, Y 轴从右到左。第 i 个螺旋桨产生的推力 T_i 始终向上指向 Z 方向,平行于电机的旋转轴。推力 T_i 和扭矩 τ_i 产生了在 Z 轴方向的升力。

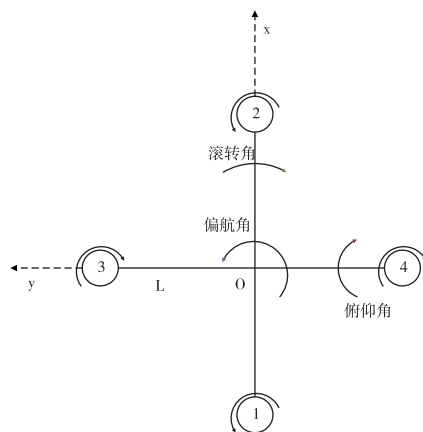


图1 四旋翼无人机结构

升力/扭矩和推力之间存在如下关系:

$$\begin{cases} u_z = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \\ u_\theta = L(T_1 - T_2) \\ u_\phi = L(T_3 - T_4) \\ u_\psi = \tau_1 + \tau_2 - \tau_3 - \tau_4 \end{cases} \quad (2)$$

式中, L 是四旋翼无人机电机到质心的距离, u_z 、 u_θ 、 u_ϕ 、 u_ψ 分别代表四旋翼无人机的总升力、滚转力矩、俯仰力矩和偏航力矩,电动机的扭矩与它产生的推力直接相关,他们之间的关系是 $\tau_i = K_\psi T_i$,其中 K_ψ 代表推动转动量系数,由式(1)可以取 $T_i \approx Ku_i$,则式(2)可以重新表示为:

$$\begin{bmatrix} u_z \\ u_\theta \\ u_\phi \\ u_\psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & K & K & K \\ KL & -KL & 0 & 0 \\ 0 & 0 & KL & -KL \\ KK_\psi & KK_\psi & -KK_\psi & -KK_\psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} \quad (3)$$

假设四旋翼无人机处于悬停与无偏航状态,则它的运动学模型可以分为4个通道,每一个通道可以通过构建离散线性时变状态空间方程来描述,给出单个通道的状态空间模型,如下式所示:

$$\begin{cases} x_{k+1} = A_k x_k + B_k u_k + w_k^x \\ y_{k+1} = C_k x_{k+1} + v_{k+1} \end{cases} \quad (4)$$

式中, x_k 是系统状态变量, u_k 是系统控制输入量, y_k 是系统输出变量, w_k^x 和 v_k 互不相关,且协方差矩阵分别为 Q_k^x 和 R_k 。

2 传统增强状态 Kalman 滤波器的执行器故障诊断与估计方法

将执行器故障建模为控制性能损失及故障系数 γ_k , 其中, 当 $\gamma_k = 0$ 或者 $\gamma_k = 1$ 时, 代表执行器完全健康或者完全损坏, 并将偏差作为系统状态的一部分, 可以构建增强状态空间方程:

$$X_{k+1} = A_{k+1,k}^1 X_k + \bar{w}_k \quad (5)$$

$$y_k = C_k^1 X_k + v_k \quad (6)$$

式中:

$$X_k = \begin{bmatrix} x_k \\ \gamma_k \end{bmatrix}, A_{k+1,k}^1 = \begin{bmatrix} A_{k+1,k} & B_{k+1,k} \\ 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$\bar{w}_k = [w_k^x \quad w_k^\gamma]^T, C_k^1 = [C_k \quad D_k]$$

$$E[\bar{w}_k] = 0, E[\bar{w}_k(\bar{w}_j^T)] = \bar{w}_k \delta_{kj} = \begin{bmatrix} w_k^x & 0 \\ 0 & w_k^\gamma \end{bmatrix} \delta_{kj}$$

根据式(5)和式(6)给出的状态空间模型, 将系统原状态 x_k 和执行器偏差 γ_k 当成增强状态量 X_k , 通过传统的增强状态 Kalman 滤波器 (ASKF) 来估计增强状态量, 具体的算法流程如下式所示:

增强状态一步预测:

$$X_{k+1/k} = A_{k+1,k}^1 X_{k/k} \quad (7)$$

增强状态一步预测误差方差阵:

$$P_{k+1/k}^X = A_{k+1,k}^1 P_{k/k}^X (A_{k+1,k}^1)^T + \bar{w}_k^x \quad (8)$$

滤波增益矩阵:

$$K_{k+1}^X = P_{k+1/k}^X (C_{k+1}^1)^T [C_{k+1}^1 P_{k+1/k}^X (C_{k+1}^1)^T + V_{k+1}]^{-1} \quad (9)$$

增强状态估计:

$$X_{k+1,k+1} = X_{k+1,k} + K_{k+1}^X [y_{k+1} - C_{k+1}^1 X_{k+1,k}] \quad (10)$$

增强状态估计误差方差矩阵:

$$(P_{k+1,k+1}^X)^{-1} = (P_{k+1,k}^X)^{-1} + (C_{k+1}^1)^T V_{k+1}^{-1} C_{k+1}^1 \quad (11)$$

其中,

$$P_{k/k}^X = \begin{bmatrix} P_{k/k}^x & P_{k/k}^{xy} \\ P_{k/k}^{yx} & P_{k/k}^y \end{bmatrix} \\ = E\{[X_{k/k} - X_k][X_{k/k} - X_k]^T | y_k, y_{k-1}, \dots, y_0\} \quad (12)$$

且初始参数为:

$$X_{0/0} = \begin{bmatrix} x_{0/0} \\ b_{0/0} \end{bmatrix}, P_{0/0}^X = \begin{bmatrix} P_{0/0}^x & P_{0/0}^{xy} \\ P_{0/0}^{yx} & P_{0/0}^y \end{bmatrix}$$

由于 ASKF 在计算过程中需要计算系统状态与偏差的互协方差矩阵 $P_{k/k}^{xy}$, 这一项的计算存在会导致 ASKF 的计算量大大增加, 也使得滤波效率大大降低, 因此如果可以消除这一项, 理论上可以大大降低增强状态滤波器算法的复杂性。下一节中, 构建了新的执行器故障下的四旋翼无人机单通道的状态空间模型, 增加了偏差状态方程, 提出了多阶段联合故障观测器, 可以在降低算法复杂度的同时估计出故障系数的大小和补偿偏差之后的系统原始状态估计值。

3 多阶段联合故障观测器

为了便于参数估计, 具体地展示四旋翼无人机执行器故障, 2 节的状态空间方程可以改写成:

$$\begin{cases} x_{k+1} = A_k x_k + B_k u_k - B_k u_k \gamma_k + w_k^x \\ y_{k+1} = C_k x_{k+1} + v_{k+1} \end{cases} \quad (13)$$

增加偏差状态方程, 给出四旋翼无人机偏置增广离散线性时变状态空间模型:

$$x_{k+1} = A_k x_k + B_k u_k - B_k u_k \gamma_k + w_k^x \quad (14)$$

$$\gamma_{k+1} = \gamma_k + w_k^\gamma \quad (15)$$

$$y_{k+1} = C_k x_{k+1} + v_{k+1} \quad (16)$$

式中, w_k^γ 是协方差为 Q_k^γ 的零均值不相关的高斯白噪声。

设计多阶段联合故障观测器对上述状态空间模型进行故障诊断, 估计故障系数, 同时可以估计状态真实值的最小方差解。具体操作过程展示如下:

最优偏置估计:

$$\hat{\gamma}_{k+1|k} = \hat{\gamma}_{k|k} \quad (17)$$

$$P_{k+1|k}^\gamma = P_{k|k}^\gamma + Q_k^\gamma \quad (18)$$

$$\hat{\gamma}_{k+1|k+1} = \hat{\gamma}_{k+1|k} + K_{k+1}^\gamma (\tilde{r}_{k+1} - H_{k+1|k} \hat{\gamma}_{k|k}) \quad (19)$$

$$K_{k+1}^\gamma = P_{k+1|k}^\gamma H_{k+1|k}^T (H_{k+1|k} P_{k+1|k}^\gamma H_{k+1|k}^T + \tilde{S}_{k+1})^{-1} \quad (20)$$

$$P_{k+1|k+1}^\gamma = (1 - K_{k+1}^\gamma H_{k+1|k}) P_{k+1|k}^\gamma \quad (21)$$

无偏置状态估计:

$$\tilde{x}_{k+1|k} = A_k \tilde{x}_{k|k} + B_k u_k + W_k \hat{\gamma}_{k|k} - V_{k+1|k} \hat{\gamma}_{k|k} \quad (22)$$

$$\tilde{P}_{k+1|k}^x = A_k \tilde{P}_{k|k}^x A_k^T + Q_k^x + W_k P_{k|k}^y W_k^T - V_{k+1|k} P_{k+1|k}^y V_{k+1|k}^T \quad (23)$$

$$\tilde{x}_{k+1|k+1} = \tilde{x}_{k+1|k} + \tilde{K}_{k+1} (y_{k+1} - C_{k+1} \tilde{x}_{k+1|k}) \quad (24)$$

$$\tilde{K}_{k+1}^x = \tilde{P}_{k+1|k}^x C_{k+1}^T (C_{k+1} \tilde{P}_{k+1|k}^x C_{k+1}^T + R_{k+1})^{-1} \quad (25)$$

$$\tilde{P}_{k+1|k+1}^x = (1 - \tilde{K}_{k+1}^x C_{k+1}) \tilde{P}_{k+1|k}^x \quad (26)$$

滤波残差及其协方差:

$$\tilde{r}_{k+1} = y_{k+1} - C_{k+1} \tilde{x}_{k+1|k} \quad (27)$$

$$\tilde{S}_{k+1} = C_{k+1} \tilde{P}_{k+1|k}^x C_{k+1}^T + R_{k+1} \quad (28)$$

耦合关系公式:

$$W_k = A_k V_{k|k} - B_k U_k \quad (29)$$

$$V_{k+1|k} = W_k P_{k|k}^y (P_{k+1|k}^y)^{-1} \quad (30)$$

$$H_{k+1|k} = C_{k+1} V_{k+1|k} \quad (31)$$

$$V_{k+1|k+1} = V_{k+1|k} - \tilde{K}_{k+1}^x H_{k+1|k} \quad (32)$$

补偿误差和协方差更新:

$$\hat{x}_{k+1|k+1} = \tilde{x}_{k+1|k+1} + V_{k+1|k+1} \hat{\gamma}_{k+1|k+1} \quad (33)$$

$$P_{k+1|k+1} = \tilde{P}_{k+1|k+1}^x + V_{k+1|k+1} P_{k+1|k+1}^y + V_{k+1|k+1}^T \quad (34)$$

多阶段联合故障观测器的工作过程是:一部分是时间更新公式,另一部分是测量更新公式。时间更新是通过状态和误差协方差超前先验估计得到的。而对于修正的量测公式,它是由对先验估计值进行反馈补偿来得到后验的。换句话说,时间更新方程用于预测,而测量更新用于校正。实际上,整个预测修正过程都是用来估计状态,尽可能接近它们的真实值。

多阶段联合故障观测器示意图如图 2 所示。

4 仿真分析

本节使用 3 章节提出的多阶段联合故障观测器在不同故障发生的情景下进行仿真,验证该方法在故障诊断问题上的有效性。

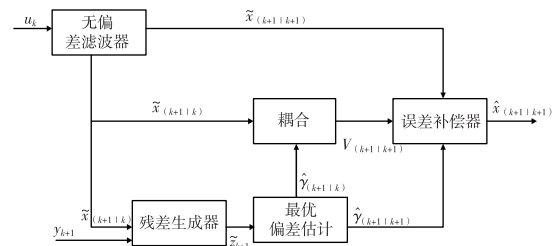


图 2 多阶段联合故障观测器流程图示意图

4.1 四通道故障一致仿真

本小节设置无人机 4 个通道的初始故障系数的真实值均为 $\gamma(1) = [0.2 \ 0.2 \ 0.2 \ 0.2]$, 且故障过程噪声协方差 $Q_\gamma = 0$, 得到的仿真结果如图 3-图 6 所示。

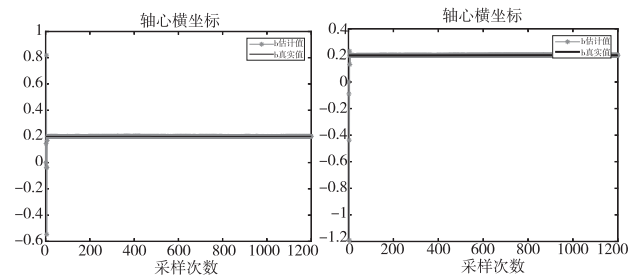


图 3 四通道故障一致下通道 1 故障系数估计结果

图 4 四通道故障一致下通道 2 故障系数估计结果

本仿真设置的真实故障系数设为 0.2, 而滤波器初始故障系数设为 0 时, 4 个通道的滤波器通过自身迭代迅速跟踪估计出真实的故障系数。从图 3-图 6 可以看出, 4 个通道的滤波器均能在短时间内估计出真实的故障系数, 之后的 1000 次采样时间里, 故障系数的估计值均稳定在真实值附近且误差很小, 因此可以得到本章节提出的多阶段联合故障观测器能够在故障系数未知且恒定的情况下快速准确地估计出故障系数的大小。从图 7 可以得到, 开始由于故障系数的存在, 故障观测器设置的初始故障系数为 0, 所以滤波误差较大, 当故障观测器跟踪到真实的故障系数时, 此时系统状态量的滤波值与真实值更加接近, 而量测值忽略了故障系数的存在, 导致量测误差大于滤波误差, 最大误差达到了 0.007 左右。因此可以得到, 多阶段联合故障观测器可以在故障系数未知且恒定时较快地跟踪故障系数的大小, 并且通过偏差补偿, 可以较为准确地估计

出系统状态量的原始值。

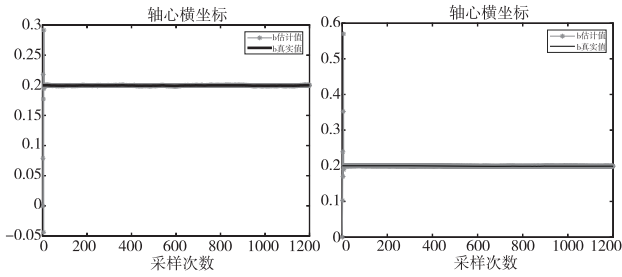


图5 四通道故障一致下通道3故障系数估计结果
图6 四通道故障一致下通道4故障系数估计结果

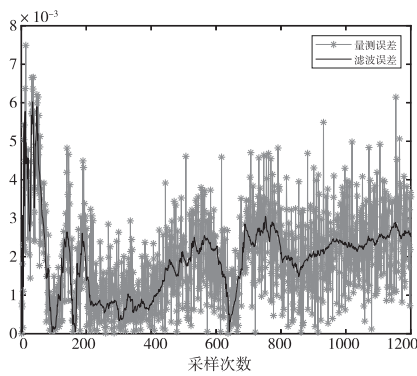


图7 四通道故障一致下故障补偿时误差对比

4.2 四通道故障不一致仿真

本小节设置无人机4个通道的故障系数不相等,真实值为 $\gamma(1) = [0.2 \ 0.3 \ 0.4 \ 0.5]$,且故障过程噪声协方差 $Q_\gamma = 0.0001$,故障系数大小随时间推迟微小抖动,通过仿真实验,检测滤波器具有同时估计4个不同故障系数的能力,得到的仿真结果如图8-图11所示。

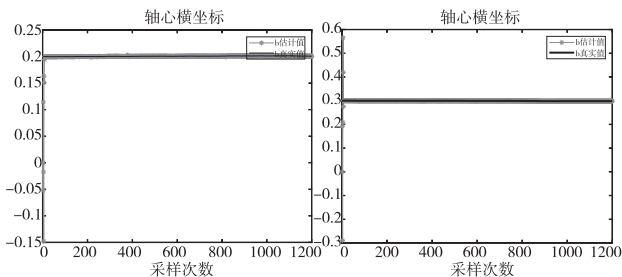


图8 故障系数真实值恒定下通道1故障系数估计结果
图9 故障系数真实值恒定下通道2故障系数估计结果

从图8-图11可以得到,四通道的故障系数真实值设置为 $\gamma(1) = [0.2 \ 0.3 \ 0.4 \ 0.5]$,而故障

观测器四通道初始故障系数均设为0时,观测器通过自身迭代跟踪,估计的故障系数迅速逼近真实值,整个仿真过程中,故障系数的估计值均稳定在真实值附近且误差很小,因此可以得到本章节提出的多阶段联合故障观测器能够在故障系数未知且随时间变化的情况下快速准确地估计出故障系数的大小,且具有同时准确估计四通道故障系数的能力。从图12可以得到,当故障观测器跟踪到真实的故障系数时,滤波误差始终小于量测误差,滤波效果较好。因此可以得到,当故障系数随时间变化时,故障观测器可以较快地跟踪故障系数的大小,并且通过偏差补偿,可以较为准确地估计出系统状态量的原始值。

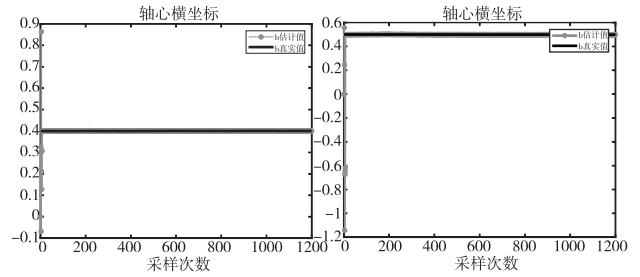


图10 故障系数真实值恒定下通道3故障系数估计结果
图11 故障系数真实值恒定下通道4故障系数估计结果

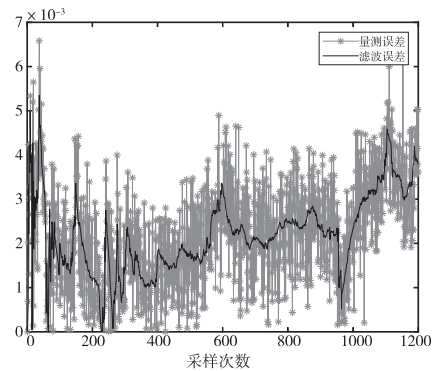


图12 故障系数真实值恒定下故障补偿时误差对比

4.3 故障系数中途突变下的仿真

本小节设置初始故障系数为 $\gamma(1) = [0 \ 0 \ 0 \ 0]$,第200次时故障系数变为 $\gamma(200) = [0.2 \ 0.3 \ 0.4 \ 0.5]$,且故障过程噪声协方差 $Q_\gamma = 0.0001$,得到的仿真结果如图13-图16所示。

从图13-图16可知,当第200次时,四旋翼四通道的故障系数突变为 $\gamma(200) = [0.2 \ 0.3 \ 0.4 \ 0.5]$,滤波器通过自身迭代跟

踪,估计的故障系数迅速逼近真实值,并且基本与真实值重叠,后续整个仿真过程中,故障系数的估计值均稳定在真实值附近且误差很小,因此可以得到本章节提出的多阶段故障联合观测器能够在故障系数突变的情况下快速准确地估计出故障系数的大小。从图 17 可以得到,系统状态量滤波误差始终小于量测误差,量测值忽略了故障系数的存在,导致量测误差比较大,最大误差达到了 0.0014 左右,因此可以得到,当故障系数随时间变化时,多阶段故障联合观测器可以较快地跟踪故障系数的大小,并且通过偏差补偿,可以较为准确地估计出系统状态量的原始值。

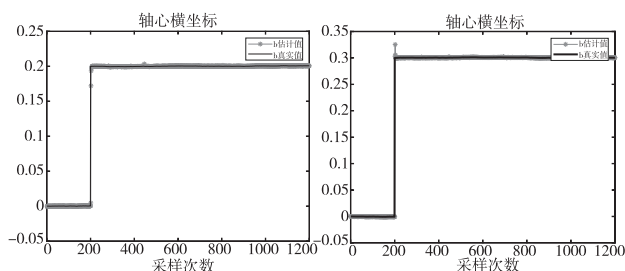


图 13 故障系数真实值突变下
通道 1 故障系数估计结果

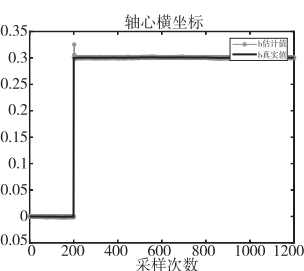


图 14 故障系数真实值突变下
通道 2 故障系数估计结果

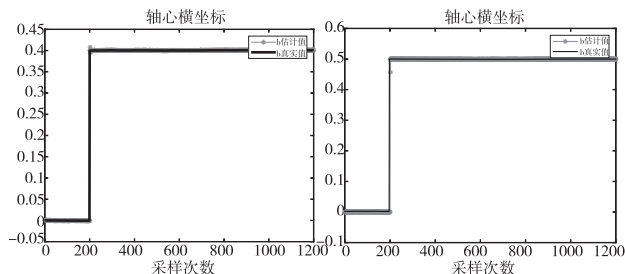


图 15 故障系数真实值突变下
通道 3 故障系数估计结果

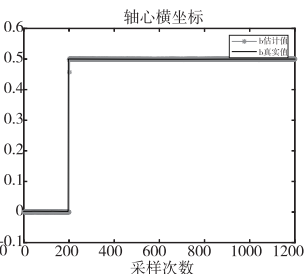


图 16 故障系数真实值突变下
通道 4 故障系数估计结果

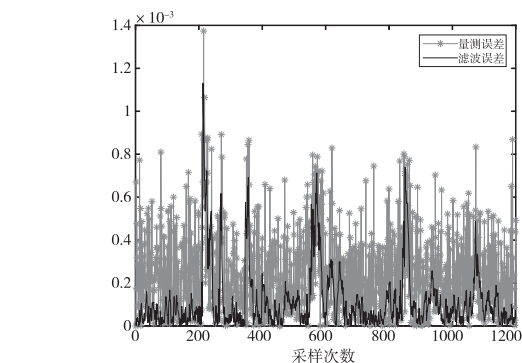


图 17 故障系数真实值突变下故障补偿时误差对比

5 结论

本文围绕四旋翼无人机执行机构的部分失效故障诊断问题进行讨论,对本文研究作出如下总结:

(1) 针对四旋翼无人机执行器故障问题构建了四旋翼无人机的单通道动力学模型,为故障诊断提供基础。

(2) 提出了使用传统增强 Kalman 滤波器进行故障诊断,并分析了该算法的不足之处。

(3) 在增强 Kalman 滤波器的基础上提出了多阶段联合故障观测器来同时完成四旋翼无人机的 4 个通道故障系数的估计,仿真实验表明,该方法可以有效估计多种复杂情况下的故障系数且能通过故障补偿估计出四旋翼无人机的系统状态原始量。

参考文献

- [1] STEPANYAN V, KRINSHNAKUMAR K. Input and output performance of M-MRAC in the presence of bounded disturbances[C]//AIAA Guidance, Navigation and Control Conference. 2011;1-22.
- [2] XIAO B, HU Q L, ZHANG Y M. Fault-tolerant attitude control for flexible spacecraft without angular velocity magnitude measurement[J]. Journal of guidance, control, and dynamics, 2011, 5(34):1556-1561.
- [3] Augugliaro F, Lupashin S, Hamer M, et al. The flight assembled architecture installation cooperative construction with flying machines[J]. IEEE control systems, 2014, 4(34):46-64.
- [4] YU Z, ZHANG Y, JIANG B, et al. Fault-tolerant time-varying elliptical formation control of multiple fixed-wing UAVs for cooperative forest fire monitoring[J]. Journal of intelligent & robotic systems, 2012, 101(3):1-15.
- [5] YU Z, ZHANG Y, JIANG B, et al. Fractional-order adaptive fault-tolerant synchronization tracking control of networked fixed-wing UAVs against actuator-sensor faults via intelligent learning mechanism[J]. IEEE transactions on neural networks and learning systems, 2013:3472-3479.
- [6] NGUYEN N P, HONG S K. Sliding mode thau observer for actuator fault diagnosis of Quadcopter UAVs[J]. Applied sciences, 2018, 8(10):1-12.

基于加速卷积神经网络的变压器差动保护算法*

茹瑞鹏¹, 马建华²

(1. 山西潞安矿业集团慈林山煤业有限公司李村煤矿, 山西 长治 046204;
2. 辽宁工程技术大学, 辽宁 葫芦岛 125000)

摘要:针对变压器差动保护存在因励磁涌流而误跳闸的问题,提出一种基于加速卷积神经网络的算法。采用神经网络来区分内部故障电流和浪涌电流,应用压缩全连接层和卷积层并集成修正线性单元激活函数和批量归一化技术。用PSCAD/EMTDC软件建立220 kV变压器差动保护模型并应用算法,验证了算法更快、更可靠。

关键词:差动保护 电力变压器 浪涌电流 加速卷积神经网络

中图分类号:TM4 文献标识码:A 文章编号:1002-6886(2024)04-0083-06

Transformer differential protection algorithm based on accelerated convolutional neural network RU Ruipeng, MA Jianhua

Abstract: Aiming at the problem of false tripping due to excitation surge current in transformer differential protection, an algorithm based on accelerated convolutional neural network is proposed. A neural network is used to distinguish between internal fault current and surge current, the compression of fully connected and convolutional layers is applied, and the modified linear cell activation function and batch normalization technique are integrated. The 220 kV transformer differential protection model is established with PSCAD/EMTDC software and the algorithm is applied, which verifies that the algorithm is faster and more reliable.

Keywords: differential protection, power transformer, surge current, accelerated convolutional neural network

[7] NGUYEN P, HONG S K. Fault-tolerant control of quad-copter UAVs using robust adaptive sliding mode approach [J]. Energies, 2018, 12(1): 1-15.

[8] 聂瑞, 王红茹. 基于神经网络观测器的无人机编队执行器故障诊断[J]. 空天防御, 2022, 5(2): 32-41.

[9] 王莉娜, 刘贞报, 院金彪, 等. 四旋翼无人机的自适应故障诊断与估计[J]. 北京航空航天大学学报, 2023, 49(9): 2395-2405.

[10] 李炜, 崔佳佳. 基于深度学习的无人机故障诊断方法研究[J]. 计算机与数字工程, 2019, 47(5): 1249-1253.

[11] 王日俊, 白越, 曾志强, 等. 基于自适应观测器的四旋翼无人飞行器多传感器故障诊断方法[J]. 计算机应用, 2018, 38(9): 2735-2741.

[12] 杨雨薇, 宋芳, 章伟. 四旋翼无人机姿态控制传感器故障的区间估计[J]. 电子科技, 2021, 34(10): 56-62.

[13] 王日俊, 曾志强, 段能全, 等. 基于姿态角估计的四旋翼飞行器多传感器故障诊断方法[J]. 中国惯性技术学报, 2018, 26(5): 692-700.

[14] 杨新哲, 姜斌, 陈复扬, 等. 基于联合多观测器的四旋翼直升机故障诊断[J]. 控制工程, 2012, 19(S1): 222-226.

基金项目: 南通职业大学 2022 年校级项目(22ZK09)。

作者简介: 戴凌宇(1998-), 男, 汉族, 江苏南通人, 硕士研究生, 助教。研究方向: Kalman 滤波在四旋翼无人机上的应用。

收稿日期: 2023-05-06

0 引言

电力变压器是电力系统稳定运行的重要设备^[1]。差动继电器因其简单^[2]、动作快速而成为大型电力变压器的主要保护设备^[3]。当变压器首次通电或经历突然变化时,变压器绕组中会流过大约为满载电流 8 至 10 倍的瞬态电流,称为浪涌电流^[4]。差动继电器并不总是能够区分浪涌电流和内部故障^[5]。为了解决这些缺点,最近的研究中提出并测试了人工智能和机器学习方法,主要优点是它们不需要预定义阈值并且不依赖于数学模型。如人工神经网络(ANN)^[6]、支持向量机(SVM)^[7]、学习向量量化(LVQ)^[8]、k 近邻(KNN)^[9]和混合方法^[10]。卷积神经网络(CNN)是深度神经网络的一种,特别适合分类应用^[11]。训练 CNN 的目的是获得权重和层之间的偏差^[12],由于权重共享技术,CNN 需要估计的参数较少,它可以更有效地提取隐藏结构和固有特征^[13]。

1 差动保护数据特征提取

提取每个样本的半周期数据并归一化,如下:

$$I_{D-norm} = \frac{I_p - I_s}{\max(|I_p - I_s|)} \quad (1)$$

I_{D-norm} 是归一化差分相电流。然后,输入归一化数据集包括形成的 X_i 。

$$X_i = \begin{bmatrix} I_{a,D-norm}^1 & I_{a,D-norm}^2 & \cdots & I_{a,D-norm}^S & \cdots & I_{a,D-norm}^N \\ I_{b,D-norm}^1 & I_{b,D-norm}^2 & \cdots & I_{b,D-norm}^S & \cdots & I_{b,D-norm}^N \\ I_{c,D-norm}^1 & I_{c,D-norm}^2 & \cdots & I_{c,D-norm}^S & \cdots & I_{c,D-norm}^N \end{bmatrix}^T \quad (2)$$

X_i 中 $I_{a,D-norm}^S, I_{b,D-norm}^S, I_{c,D-norm}^S$ 表示标准化相位 A、B 和 C 的差分电流,且 $S = 1, 2 \cdots N (N = 56)$, 样本取样在半周期内。二进制集 $Y^F = (y_j^F) \in B^{1 \times 4}$, 其中 $F = \{L-G, L-L, LLL, P-S\}$ 。L-G、L-L、LLL 和 P-S 分别代表线对地、线对线、三相、一次侧到二次侧故障。二进制集 $Y^D = (y_j^D) \in B^{1 \times 3}$, 其中 $D = \{\text{浪涌、外部故障、过励磁}\}$ 。输入数据在加速的 CNN 网络中显示,该网络输出 $Y = (y_j) \in B^{1 \times 1}$ 和 y_j 定义如下:

$$y_i = \begin{cases} 0 & \text{if } y_j^F \text{ is detected} \\ 0 & \text{if } y_j^D \text{ is detected} \end{cases} \quad (3)$$

网络由一组训练数据训练 $\{X_{(r)}, Y_{(r)}^F, Y_{(r)}^D\} \forall r = 1, \cdots, R$ 。

批量归一化(Batch Normalization)是一种用于深度神经网络的技术,旨在解决训练过程中出现的梯度消失、梯度爆炸和训练速度慢等问题。它通过在神经网络的每个隐藏层中对数据进行归一化处理,使得每个特征维度的输入具有均值为 0、方差为 1 的标准正态分布,从而加速网络的训练和提高模型的性能。

ReLU(Rectified Linear Unit)是一种常用的非线性激活函数,在深度学习中广泛应用于神经网络的隐藏层。ReLU 函数的定义很简单,即对于输入 x , ReLU 函数的输出为 $f(x) = \max(0, x)$, 即取输入和 0 之间的较大值作为输出。

除了最后一个 FCN 层使用 sigmoid 激活函数外,加速 CNN 中的激活函数均为 ReLU。

2 差动保护加速卷积神经网络算法

2.1 内部故障电流和浪涌电流识别算法

第 m 个特征矩阵在第 L 层,具有激活函数 f 、 $y(m, L)$ 和 $B(m, L)$ 偏置矩阵:

$$y(m, L) = f[W \otimes x(n, L-1)] + B(m, L) \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \forall m &= 1, \cdots, y_{wi} \\ \forall n &= 1, \cdots, y_{he} \end{aligned} \quad (5)$$

$$y_{wi} = \frac{x_{wi} - W_{wi}}{F} + 1 \quad (6)$$

$$y_{he} = \frac{x_{he} - W_{he}}{F} + 1 \quad (7)$$

F, W 和 $x(n, L-1)$ 表示滤波器,下标 wi 和 he 表示宽度和高度。基于量化,每个 $y(m, L)$ 可以量化为:

$$y(m, L) \approx \sum_{k=1}^K [B(k, L) D(k, L)] \cdot S(k, L) \quad (8)$$

$D(k, L)$ 和 $K(k = 1, \cdots, K)$ 是子码本和分别对应第 L 层的子码,而 $S(k, L)$ 和 $B(k, L)$ 定义为输入特征和对应于每个子空间的偏差矩阵。每个子空间都是通过最小化目标量化为:

$$\min_{D(k,L), \{B_p(k,L)\}} \sum_{p(k)} \|D(k,L)B_p(k,L) - W_{p_k}(k)\|_F^2 \quad (9)$$

$$\text{s. t. } D(k,L) \in \mathbb{R}^{C_x' \times k}, B_p(k,L) \in \{0,1\}^{k \times C_x'}$$

其中, $W_{p_k}(k)$ 是空间 p_k 处第 K 个子向量的原始权重向量, 在空间 p_k 和 C_x 是 $K(k=1,2,\dots,K)$ 分解为子空间的特征的通道数 $\left(C'_x = \frac{C_x}{K}\right)$ 。

最优的量化误差不一定得出最优的卷积层。量化过程与每层近似无关。为了防止陷入局部最优陷阱, 基于以下目标函数直接最小化近似误差:

$$\min_{D(k,L), \{B_p(k,L)\}} \sum_{n,p(k)} \|y^*(m,k,L) - \sum_{p(k)} \sum_{k=1}^K (D(k,L)B_p(k,L))^T S_{p_k}(k,n,L)\|_F^2 \quad (10)$$

其中, $y^*(m,k,L)$ 表示所需的第 m 个输出第 L 层和第 k 个。

为了得到最优解, 第 k 次的残差第 n 个差分电流的子空间为 $2D$ 输入, 得出:

$$R(n,k) = y^*(n,k) - \sum_{k' \neq k} [D(n,k')B(n,k')]^T S(n,k') \quad (11)$$

为了量化和优化每个子空间中, 总体残差应最小化:

$$\min_{D(k,L), \{B_p(k,L)\}} \sum_{n,p(k)} \left\| \sum_{p_k} (D(k,L)B_p(k,L))^T - R_{p_k}(k,n,L) \right\|_F^2 \quad (12)$$

残差最小化计算: $B_p(k,L)$ 是固定的, 然后每个 v th 子依次更新。对应的每个残余误差:

$$Q_{p_k}(n,v,k,L) = R_{p_k}(n,v,k,L) - \sum_{p_k} \sum_{v' \neq v} [D(v',k,L)]^T S(n,k) \quad (13)$$

$D(k,L)$ 被更新为最小二乘问题:

$$\min_{D(k,L)} \sum_{n,p(k)} \left\| \sum_{p_k} [D(v,k,L)]^T S(n,k) - Q_{p_k}(n,v,k,L) \right\|_F^2 \quad (14)$$

将 $D(k,L)$ 固定在找到的最优值上。为了找到 $B_p(k,L)$ 的最佳值, 空间位置 p_k 的残差误差计算:

$$P_{p_k}(n,v,k,L) = R_{p_k}(n,v,k,L) - \sum_{p_k' \neq p_k} [D(k,$$

$$L)B_{p'}(k,L)]^T S(n,k) \quad (15)$$

通过彻底检查所有可能性, 解决以下问题来获得 $B_p(k,L)$ 的最佳值:

$$\min_{B_p(k,L)} \sum_{n,p(k)} \left\| \sum_{p_k} [D(k,L), B_p(k,L)]^T S(n,K) - P_{p_k}(n,v,k,L) \right\|_F^2 \quad (16)$$

最大池化是一个非线性子采样层, 用于池化前一层特征。解决了训练中的过度拟合问题, 通过减少信息冗余和大小来缩短计算时间。最大池化层第 L 层的第 m 个输出为:

$$y(m,L) = f[\omega(m,L) \cdot P(x(m,L-1))] \quad \forall m = 1, \dots, y_{\omega i} \quad (17)$$

其中, $P(\cdot)$ 表示池化函数和偏差矩阵在最大池化层中。

2.2 差动保护的加速卷积算法

在加速 CNN 的最后一层, 添加了加速 FCN 来连接所有隐藏状态并控制加速 CNN 输出的维度。第 L 层的第 m 个输出通过 FCN 层构建最终输出:

$$y(m,L) = W_f [W_y(m,L) + B_f(m,L)] \quad (18)$$

其中, W_f 和 B_f 表示 FCN 的权重和偏差矩阵。

执行加速卷积层的过程来加速 FCN。卷积层的输入是 2 维的, 而 FCN 的输入是由 1 维样本决定的。为了加速 FCN, 目标函数是根据第 n 个输入数据的第 k 个子空间的相应残差来确定的, 如下所示:

$$\min_{D(k,L), B_f(k,L)} \sum_n \|(R(k,n,L) - D(k,L)B_f(k,L))^T\|_F^2 \quad (19)$$

执行类似于加速卷积层的两步过程以获得 $D(k,L)$ 和 $B_f(k,L)$ 的最佳值。

固定 $B_f(k,L)$, 通过求解式 (20) 中的最小二乘问题来优化子码本和相应的子码字:

$$\min_{D(k,L)} \sum_n \|(R(k,n,L) - [D(k,L)]^T S(n,k,L)\|_F^2 \quad (20)$$

通过检查子代码字的所有可能值 $D(k,L)$, 并选择最小误差:

$$\min_{B_f(k,L)} \sum_n \|(R(k,n,L) - [B_f(k,L)]^T [D(k,L)]^T S(n,k,L)\|_F^2 \quad (21)$$

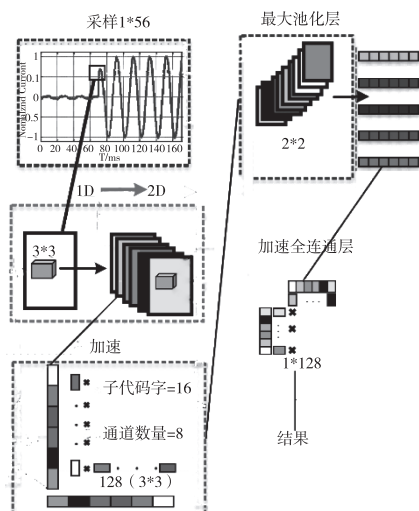


图1 电力变压器差动保护方案的流程

3 实验验证

3.1 变压器差动保护模型建立

将讨论4个案例来应用所提出的差动保护方案并体现出优点。情况有:1)变压器差动保护无外部因素,2)由于故障或涌入电流引起的CT饱和,3)串联电力变压器电容器补偿,4)中性点带SFCL的变压器。在每种情况下,故障的变化类型、故障位置、开关角度、变压器绕组连接和源阻抗都被考虑在内。以下指标用于评估结果。

$$ACC = \frac{TP + TN}{TP + TN + FP + FN} \% \quad (22)$$

$$DEP = \frac{TN}{TN + FP} \% \quad (23)$$

$$SEC = \frac{TP}{FN + TP} \% \quad (24)$$

$$SAF = \frac{TP}{TP + FP} \% \quad (25)$$

表1 性能评估参数

定义	解 释
TN	显示检测到的故障数量
FP	未检测到的故障数量
TP	表示不激活差动继电器的非故障条件数量
FN	被错误地诊断为故障并激活差动继电器的数量
ACC	准确度(ACC)显示了故障检测方法的真实性,它被定义为正确检测到的干扰数量与总检测数量(包括正确和错误)的比值(式(22))

续表1

定义	解 释
DEP	可靠性(DEP)展示了故障检测方法检测和隔离内部故障的能力。它被定义为在测试阶段使用的被检测到的内部故障数量与所有内部故障数量的比值(式(23))
SEC	安全性指数(SEC)说明了被检测到的涌入电流和外部故障与实际这两种干扰的数量之间的比值(式(24))
SAF	安全性(SAF)在(式(25))中定义,评估了所提出方法从其他干扰中隔离出内部故障的能力,展示了一种故障诊断方法的能力,其中涌入电流和外部故障不会被错误地检测为内部故障

PSCAD/EMTDC 软件包用于模拟 220 kV 电网与变压器(图2)。采样频率为每个周期 112 个样本。生成的数据在 Keras 中进一步处理,Keras 是一个高级神经网络应用程序用 Python 编写的编程接口。Keras 有能力在 TensorFlow 或 Theano 之上工作。它被开发以实现快速实验。Keras 允许简单快捷在计算机上进行原型设计。数据在 3.4GHz 处理器、32GB 内存、64 位操作系统和 NVIDIA A100 Tensor Core GPU 图形处理单元的电脑上处理。在所有情况下,样本随机划分为训练和测试分别设定为 70% 至 30% 的比例。测试阶段是通过 K 折叠交叉验证进行。

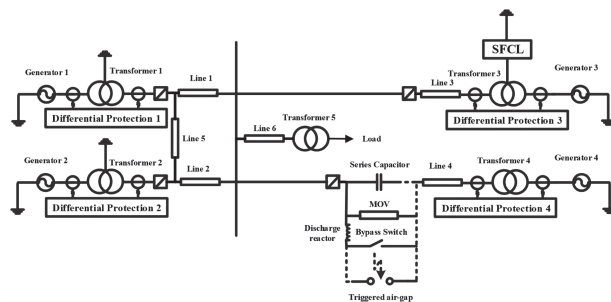


图2 220 kV 电网与变压器

在防止过度拟合问题方面,图3显示精度与实际相比,即通过给定数据集的完整传递。此图验证故障诊断是否过拟合。

运用可视化差分中的故障诊断结果对电力变压器的保护,使用了配电图中二维特征图所示的融合特征的随机邻域嵌入(t-SNE)。

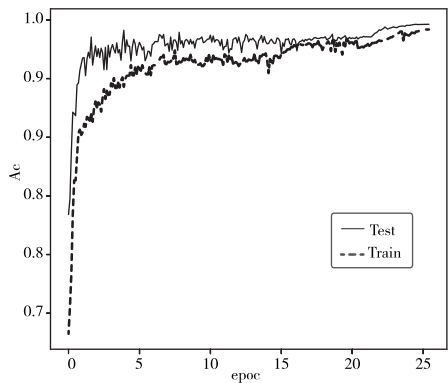


图3 训练实际对比图

以防其他非故障干扰引起的故障。图4(b)显示了所提出的特征学习的显著印象方法训练过程。

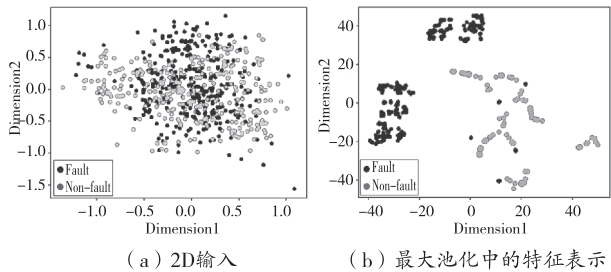


图4 t-SNE 的特征可视化

3.2 变压器差动保护无外部因素

对于第一种情况,生成 4488 个样本对于故障电流、浪涌电流和外部故障,不包括任何外部因素。
如表 2 所示,所有故障识别率均超过 98.46%。在过激励条件下,未观察到算法性能变化,并且完全正确。

表 2 故障识别率

Cases	LG Fault	LL Fault	LLL Fault	P-S Fault	Inrush	External Fault	Over Excitation
ACC%	99.76	99.15	99.40	99.28	100	100	100
DEP%	99.23	98.46	99.23	98.46	100	100	100
SEC%	99.86	99.28	99.43	99.43	100	100	100
SAF%	99.86	99.71	99.86	99.71	100	100	100

3.3 变压器差动保护由于故障或涌入电流引起的 CT 饱和

考虑 CT 饱和度的影响。短路故障的衰减直流分量和浪涌电流的直流分量主要影响 CT 饱和度。可靠的差动保护应能够补偿饱和度以消除测量错误。

1200 个故障电流 CT 饱和度样本在不同的条件下生成,包含 4 种不同的 CT 负载、5 种故障类型、12 种故障起始角度和 5 种故障起始角度不同的抗故障性。为浪涌生成 864 个样本,当前 CT 饱和度涉及不同的开关开始角度、CT 负载、不同的负载水平、绕组类型和不同的源阻抗值。

图 5 表示饱和和补偿的样本 CT 的电流波形。表 3 表示内部故障 CT 饱和及外部故障的情况及浪涌电流 CT 饱和度,该方法在这两种情况下的运行准确度达到 99.35%。

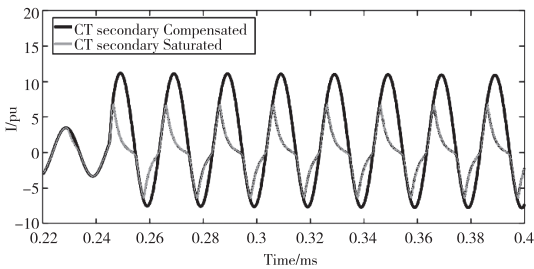


图5 饱和和补偿 CT 初级电流

表 3 故障识别率

Cases	Internal Fault saturated	Inrush Current and External Fault Saturated
ACC%	99.19	99.19
DEP%	99.44	99.84
SEC%	99.84	99.44
SAF%	99.22	99.17

3.4 变压器差动保护串联电力变压器电容器补偿
算法在 LLL 故障下有 100% 的识别能力。

表 4 故障识别率

Cases	LG Fault	LL Fault	LLL Fault	P-S Fault	Inrush	External Fault	Over Excitation
ACC%	99.64	99.52	100	99.52	100	100	99.42
DEP%	98.46	98.46	100	98.46	100	100	99.23
SEC%	99.86	99.71	100	99.72	100	100	99.50
SAF%	99.71	99.71	100	99.72	100	100	99.67

3.5 变压器差动保护中性点带 SFCL 的变压器

内部故障电流的采样波形接地和 SFCL 接地中性点如图 6 所示。本案例的数据集与案例 1 相同。表 5 为此案例的性能指标。

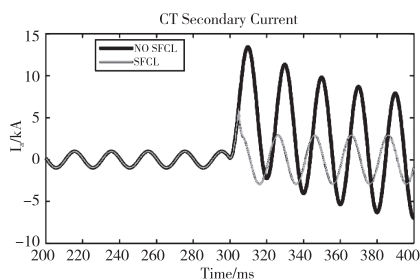


图6 内部故障电流在接地和 SFCL 中接地中性点

表5 故障识别率

Cases	LG Fault	LL Fault	LLL Fault	P-S Fault	Inrush	External Fault	Over Excitation
ACC%	99.52	99.28	100	98.91	99.33	99.85	99.65
DEP%	97.70	98.46	100	96.92	99.31	99.11	99.61
SEC%	99.57	99.43	100	99.28	99.35	99.92	99.67
SAF%	99.86	99.71	100	99.43	99.48	99.92	99.83

4 结论

1) 提出了一种快速进行差动保护算法,解决了传统差动保护方法在区分内部故障和浪涌电流时存在的不足,缩短了计算时间,摆脱了对模型及预定义阈值的依赖,提高了保护系统对内部故障的检测精度。

2) 采用神经网络来区分内部故障电流和浪涌电流,应用压缩全连接层和卷积层并集成修正线性单元激活函数和批量归一化技术。

3) 采用乘积量化算法进行加速卷积和全连接层的运算,建立了加速卷积神经网络变压器差动保护算法模型。与基本卷积神经网络相比,加速卷积神经网络的执行速度提高了4倍,准确率提高了约1%。

参考文献

- [1] 张鹏,齐波,李文璞,等.考虑部位和性能的电力变压器差异化评价方法[J].中国电机工程学报,2019,39(20):6138-6147.
- [2] 柳焕章,李晓华.新型数字线路电流差动保护原理及其应用[J].电网技术,2007(11):74-81.
- [3] 闫晨光,郝治国,张保会.基于压力特征的变压器数字式保护研究[J].中国电机工程学报,2015,35(24):6405-6412.
- [4] BAGHERI S, MORAVEJ Z, GHAREHPETIAN B. Classification and discrimination among winding mechanical defects, internal and external electrical faults, and inrush

current of transformer[J]. IEEE transactions on industrial informatics, 2017, 14(2):484-493.

- [5] 李舟,何安阳,王辉,等.励磁涌流导致330 kV变压器差动保护误动分析[J].分布式能源,2020,5(2):8-14.
- [6] BAGHERI S, MORAVEJ Z, GHAREHPETIAN G B. Classification and discrimination among winding mechanical defects, internal and external electrical faults, and inrush current of transformer[J]. IEEE transactions on industrial informatics, 2017, 14(2):484-493.
- [7] SHAH A M, BHALJA B R. Discrimination between internal faults and other disturbances in transformer using the support vector machine-based protection scheme[J]. IEEE transactions on power delivery, 2013, 28(3):1508-1515.
- [8] MOKRYANI G, HAGHIFAM M R, LATAFATH, et al. Detection of inrush current based on wavelet transform and LVQ neural network[C]//IEEE PES T&D 2010. IEEE, 2010:1-5.
- [9] THOTE P B, DAIGAVANE M B, DAIGAVANE P M, et al. An intelligent hybrid approach using KNN-GA to enhance the performance of digital protection transformer scheme[J]. Canadian journal of electrical and computer engineering, 2017, 40(3):151-161.
- [10] MORAVEJ Z, ABDOOS AA, SANAYE-PASAND M. Power transformer protection using improved S-transform[J]. Electric power components and systems, 2011, 39(11):1151-1174.
- [11] LIU N, WAN L, ZHANG Y, et al. Exploiting convolutional neural networks with deeply local description for remote sensing image classification[J]. IEEE access, 2018, 6:11215-11228.
- [12] LI P, CHEN Z, YANG L T, et al. Deep convolutional computation model for feature learning on big data in internet of things[J]. IEEE transactions on industrial informatics, 2017, 14(2):790-798.
- [13] WANG H, LI G, WANG G, et al. Deep learning based ensemble approach for probabilistic wind power forecasting[J]. Applied energy, 2017, 188:56-70.

基金项目:国家自然科学基金项目资助(项目编号51974151)。

作者简介:茹瑞鹏(1979-),山西省长治市襄垣县人,硕士学历,高级工程师,主要研究方向为煤矿机电。
马建华,2020年毕业于中国地质大学,现为辽宁工程技术大学硕士。

收稿日期:2023-08-16

基于输出延时观测器的板球系统滑模控制*

鲍 成,余成龙,舒满征,单家正,邱 雨

(安庆职业技术学院,安徽 安庆 246003)

摘 要:板球系统由于传感器迟滞效应会导致小球位移和速度信号的测量延时,进而产生轨迹跟踪误差。为解决这一问题,提出了一种基于输出延时观测器的滑模控制方法。利用牛顿定律和拉格朗日方程,对板球系统进行动力学分析得出状态方程,简化后得到系统线性化模型。据此设计输出延时观测器,通过稳定性条件方程确保观测器的稳定性。设计并分析了滑模控制器,通过 Lyapunov 函数保证系统的收敛性,基于此设计具有固定测量延时观测器的滑模控制器。最后通过 MATLAB 软件中的 Simulink 环境进行仿真,结果表明,该控制器使得系统具有良好的轨迹跟踪性能。

关键词:板球系统 延时观测器 滑模控制 轨迹跟踪 MATLAB 仿真

中图分类号:TP273

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0089-05

Sliding mode control of ball and plate system based on output delay observer

BAO Cheng, YU Chenglong, SHU Manzheng, SHAN Jiazheng, QIU Yu

Abstract: In the ball and plate system, due to the sensor hysteresis effect, the measurement delay of the ball displacement and velocity signal will result in the tracking error. To solve this problem, a sliding mode control method based on output delay observer is proposed. Using Newton's law and Lagrange equation, the dynamic analysis of the ball and plate system is carried out to obtain the state equation, and the linearization model of the system is obtained after simplification. According to this, the output delay observer is designed, and the stability of the observer is ensured by the stability condition equation. The sliding mode controller is designed and analyzed, and the convergence of the system is guaranteed by the Lyapunov function. Based on this, a sliding mode controller with fixed measurement delay observer is designed. Finally, the simulation is carried out through the Simulink environment in MATLAB software. The results show that the controller gives the system good trajectory tracking performance.

Keywords: ball and plate system, delay observer, sliding mode control, trajectory tracking, MATLAB simulation

板球系统是一个复杂的多变量、非线性、欠驱动动力学系统,是球杆系统的二维拓展,主要用来研究和验证各种控制算法的优劣性。该系统通过执行机构(舵机或步进电机)控制平板倾斜角度,从而实现对板上小球的轨迹跟踪和位置控制^[1]。由于系统存在不确定性扰动等外界因素的影响,系统的精确建模和精准控制存在一定的困难。目前,对于板球系统的控制方法主要有比例积分微分(PID)控制、模糊控制、自适应控制、滑模控制等控制方式^[2],均在一定程度上提高了系统的控制精度和响应速度。

国内外学者对板球控制系统的研究已经取得了很大的进展。文献[3]设计间接模糊自适应控制

器,确保了闭环系统变量有限范围内的收敛性,使得板球系统在增益矩阵不可逆时,可以使得跟踪误差趋于零领域内,并提高了控制效果。文献[4]采用变论域思想改进模糊控制系统,实现系统误差变化率论域在线调节,消除抖振并实现对系统的精准稳定控制。文献[5]针对视觉部分将模糊控制器和PID结合,提高了系统的稳定性,与PID控制方法相比跟踪误差更小。文献[6]在反馈回路中加入了低通滤波器,以减小测量噪声的影响,并且其利用GK-YP引理设计I-PD控制器,可以抑制因增益值过大造成的控制器饱和现象,然而由于其模型进行了太多简化,其低通滤波器的特性跟踪实验并不理想。

文献[7]为了克服板球系统的非线性因素采用了带补偿的双PD控制方案,在PD控制基础上设计了非线性补偿,其响应和调节时间虽有提升却加大了超调。文献[8]在较多外部扰动下实施干扰观测器(DOB)来抑制扰动,采用DOB增强型PD控制器在稳态误差、超调百分比和稳定时间上得到极大改善。

本文针对板球系统由于传感器测量延时导致控制精度不高的问题,提出一种基于输出延时观测器的滑模控制方法。通过对板球系统设计输出延时观测器,在保证延时系统为指数稳定的条件下,有效对测量信号进行校正。进而设计滑模控制器,确保Lyapunov函数全局渐进稳定,将输出延时观测器和滑模控制相结合,设计具有固定测量延时观测器的滑模控制器。该控制器减小了系统控制误差,提高了系统的轨迹跟踪性能。

1 系统数学建模

基于电阻屏控制的板球系统机械结构如图1所示,主要由小球、电阻屏、动平台、2个大扭矩舵机、连接杆、控制器等部分组成。

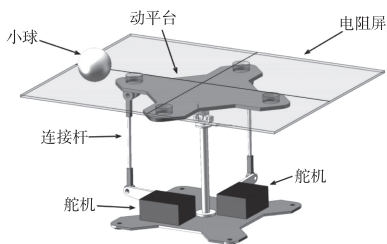


图1 板球系统简图

通过控制器烧录程序后,驱动2个舵机分别控制电阻屏在 x 轴方向和 y 轴方向的倾角,从而调整小球在电阻屏上的位置。小球通过自身重力在电阻屏上产生电压信号后传给控制器,系统进而分析出小球的位置和运动状态,通过实际位置信号和理想位置信号的对比,及时调整小球位置,实现系统平衡和轨迹跟踪。

利用牛顿定律和拉格朗日方程,对板球系统进行动力学分析,可得出以下状态方程:

$$x: \left(m + \frac{I_b}{r_b^2} \right) \ddot{x} - m(x\ddot{\alpha}^2 + y\ddot{\alpha}\dot{\beta}) + mg\sin\alpha = 0 \quad (1)$$

$$y: \left(m + \frac{I_b}{r_b^2} \right) \ddot{y} - m(y\dot{\beta}^2 + x\dot{\alpha}\dot{\beta}) + mg\sin\beta = 0 \quad (2)$$

$$\alpha: (I_b + I_p + mx^2) \ddot{\alpha} + m(xy\ddot{\beta} + \dot{x}y\dot{\beta} + x\dot{y}\dot{\beta} + 2x\dot{x}\dot{\alpha}) + mgx\cos\alpha = F\tau_x \quad (3)$$

$$\beta: (I_b + I_p + my^2) \ddot{\beta} + m(xy\ddot{\alpha} + \dot{x}y\dot{\alpha} + x\dot{y}\dot{\alpha} + 2x\dot{x}\dot{\beta}) + mgy\cos\beta = F\tau_y \quad (4)$$

物理参数如表1所示。

表1 板球系统物理参数

参 数	意 义	单 位
m	小球质量	g
r_b	小球半径	mm
x, y	小球在 x, y 方向上的位移	mm
α, β	动平台 x, y 方向倾角	rad
I_b	小球转动惯量	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
α, β	动平台转动惯量	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$F\tau_x, F\tau_y$	动平台 x, y 方向转矩	$\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2$

由于动平台转矩对舵机位置不会产生影响,若选取动平台倾角 α, β 为控制量,则式(3)、式(4)可以忽略。对于板球系统的分析可以以角速度或者角度为控制量进行分析,显然,如果我们假设动平台的角速度恒定,那么以角度为控制量进行系统分析更为简易。基于此假设,我们可以将系统在稳态点附近线性化,假设角速度为 k 且动平台倾角在 ± 0.1 rad范围之内,正弦函数可以用角度代替,即 $\sin\alpha \approx \alpha, \sin\beta \approx \beta$,因此得到以下简化微分方程:

$$x: \left(m + \frac{I_b}{r_b^2} \right) \ddot{x} - mk^2(x + y) + mg\alpha = 0 \quad (5)$$

$$y: \left(m + \frac{I_b}{r_b^2} \right) \ddot{y} - mk^2(y + x) + mg\beta = 0 \quad (6)$$

对上式进行线性化处理,令 $x = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T$, $y = x, u = [\alpha, \beta]^T$,已知小球的转动惯量 $I_b = \frac{2}{5}mr_b^2$,

并且将动平台角速度 k 假设为 0.1 rad/s,因此直接将 k^2 等效为 0 ,即可得到一个较简单的线性化模型:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \ddot{x} = -\frac{mg}{(m + I_b/r_b^2)}\alpha \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \ddot{y} = -\frac{mg}{(m + I_b/r_b^2)}\beta \end{cases} \quad (7)$$

综上所述,系统状态方程描述为:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = x \end{cases} \quad (8)$$

其中

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \lambda & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \lambda \end{bmatrix},$$

$$\lambda = -\frac{mg}{(m + I_b/r_b^2)} = -\frac{5}{7}g$$

由能控判别矩阵可知系统能控,且小球的速度与加速度较低,假设 x 轴和 y 轴的控制相互独立、互不影响,可以针对 x 轴和 y 轴分别设计控制器。现以 x 轴为例进行控制方案的设计。

2 系统控制方案的设计与分析

在板球控制系统中,定义输入变量为小球在 x 轴方向上的位置 x 及速度 $\dot{x}$,控制输入为动平台在 x 轴方向的倾角 α ,记为 $u(t) = \alpha$ 。系统状态方程可以表示为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \ddot{x} = \lambda u(t) \end{cases} \quad (9)$$

取 $z = [x \quad \dot{x}]^T$,则式(9)可以表示为:

$$\dot{z}(t) = Gz(t) + Hu(t) \quad (10)$$

其中, $G = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$, $H = [0 \quad \lambda]^T$ 。假设输出信号有延时, Δ 为输出的位置时间延时,则实际输出可表示为:

$$\bar{y}(t) = x(t - \Delta) = Cz(t - \Delta) \quad (11)$$

其中 $C = [1 \quad 0]$ 。观测目标为:当 $t \rightarrow \infty$ 时, $\hat{x}(t) \rightarrow x(t)$ 。采用延时观测器观测对象的真实状态值,延迟观测器仅需要小球在 x 轴方向上的位置 x 的实测值。采用基于延时观测器的滑模控制即可实现高精度控制。

2.1 输出延时观测器的设计

引理 1^[9-10]:对于线性延时系统:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bx(t - \Delta) \quad (12)$$

其稳定性条件为:

$$sI - A - Be^{-\Delta s} = 0 \quad (13)$$

特征根的实部为负,则延时系统式(12)为指数稳定。

对于板球延时系统式(10),取 $\hat{z} = [\hat{x} \quad \hat{\dot{x}}]^T$,设计如下延时观测器:

$$\dot{\hat{z}}(t) = G\hat{z}(t) + Hu(t) + K[\bar{y}(t) - C\hat{z}(t - \Delta)] \quad (14)$$

其中, $\hat{z}(t - \Delta)$ 是 $\hat{z}(t)$ 的延时信号。由式(10)和式(14)可得:

$$\delta(t) = G\delta(t) - KC\delta(t - \Delta) \quad (15)$$

其中, $\delta(t) = z(t) - \hat{z}(t)$ 。

因此延时观测器稳定性的条件为:选择合适的 K ,使稳定性条件方程:

$$sI - G + KCe^{-\Delta s} = 0 \quad (16)$$

的特征值 s 在负半平面。

因此首先根据经验取 $K = [0.1 \quad 0.1]^T$,采用函数“fsolve”求方程式(16)的根,得到 $s = -0.0539$,满足稳定性要求。

2.2 滑模控制器的设计与分析

滑模变结构控制具有算法简单、鲁棒性好和可靠性高的特点,广泛应用于运动控制中。根据板球系统运动学分析可知,控制目标为 $x \rightarrow x_d$,其中 x 表示小球 x 方向实际位移, x_d 表示小球 x 方向理论位移,针对模型式(9)设计跟踪误差函数:

$$s = ce + \dot{e} \quad (17)$$

其中, $c > 0$, $e = x_d - x$ 。误差函数 s 的收敛性意味着位置跟踪误差 e 和速度跟踪误差 $\dot{e}$ 的收敛性, s 即为滑模函数。取控制律为:

$$u(t) = \frac{1}{\lambda}(\ddot{x}_d + \eta \hat{s} + c\dot{e}),$$

其中, $\eta > 0$, $\hat{e} = x_d - \hat{x}$, $\hat{s} = c\hat{e} + \dot{\hat{e}}$ 。取滑模控制的 Lyapunov 函数为:

$$V = \frac{1}{2}s^2,$$

由于:

$$\dot{e} = \ddot{x}_d - \ddot{x} = \ddot{x}_d - \lambda u, \dot{s} = c\dot{e} + \ddot{e} = c\dot{e} + \ddot{x}_d - \lambda u,$$

则:

$$\dot{s} = c\dot{e} + \ddot{x}_d - (\ddot{x}_d + \eta \hat{s} + c\dot{e}) = c\dot{e} - \eta s + \eta \hat{s} =$$

$$c(-\dot{\tilde{x}}) - \eta s + \eta(-c\tilde{x} - \dot{\tilde{x}}) = -\eta s - \eta c\tilde{x} - (\eta + c)\dot{\tilde{x}},$$

$$\text{其中, } \tilde{x} = x - \hat{x}, \dot{\tilde{x}} = \dot{x} - \dot{\hat{x}}, \tilde{e} = e - \hat{e} = -x + \hat{x} = -\tilde{x},$$

$$\dot{\tilde{e}} = -\dot{\tilde{x}}, \tilde{s} = s - \hat{s} = c\tilde{e} + \dot{\tilde{e}} = -c\tilde{x} - \dot{\tilde{x}}, \text{于是}$$

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -\eta s^2 + s((- \eta c)\tilde{x} + (- \eta - c)\dot{\tilde{x}}) \\ &= -\eta s^2 + k_1 s\tilde{x} + k_2 \dot{\tilde{x}} \end{aligned} \quad (18)$$

其中, $k_1 = -\eta c, k_2 = -\eta - c$, 由于 $k_1 s\tilde{x} \leq \frac{1}{2}s^2 +$

$$\frac{1}{2}k_1^2\tilde{x}^2, k_2 s\dot{\tilde{x}} \leq \frac{1}{2}s^2 + \frac{1}{2}k_2^2\dot{\tilde{x}}^2, \text{则:}$$

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq -\eta s^2 + \frac{1}{2}s^2 + \frac{1}{2}k_1^2\tilde{x}^2 + \frac{1}{2}s^2 + \frac{1}{2}k_2^2\dot{\tilde{x}}^2 \\ &= -(\eta - 1)s^2 + \frac{1}{2}k_1^2\tilde{x}^2 + \frac{1}{2}k_2^2\dot{\tilde{x}}^2 \end{aligned} \quad (19)$$

其中 $\eta > 1$, 由于观测器指数收敛, 所以 $\dot{V} \leq -\eta_1 V + \chi(\cdot)e^{-\sigma_0(t-t_0)} \leq -\eta_1 V + \chi(\cdot)$, 其中 $\eta_1 = \eta - 1 > 0$, $\chi(\cdot)$ 是 $\|\tilde{z}(t_0)\|$ 的 K 类函数, $z = [x \quad \dot{x}]^T$.

针对 $V: [0, \infty) \in R$, 不等式方程 $\dot{V} \leq -\eta_1 V + \chi(\cdot)$ 的解^[11] 为:

$$\begin{aligned} V(t) &\leq e^{-\eta_1(t-t_0)} V(t_0) + \chi(\cdot) e^{-\eta_1 t} \int_{t_0}^t e^{\eta_1 \tau} d\tau \\ &= e^{-\eta_1(t-t_0)} V(t_0) + \frac{\chi(\cdot) e^{-\eta_1 t}}{\eta_1} (e^{\eta_1 t} - e^{\eta_1 t_0}) \\ &= e^{-\eta_1(t-t_0)} V(t_0) + \frac{\chi(\cdot)}{\eta_1} (1 - e^{-\eta_1(t-t_0)}) \end{aligned} \quad (20)$$

即 $\lim_{t \rightarrow \infty} V(t) \leq \frac{1}{\eta_1} \chi(\cdot)$, 且 $V(t)$ 渐进收敛, 收敛精度取决于 η_1 。

3 MATLAB 仿真与分析

3.1 MATLAB 仿真

为了验证针对板球系统设计的基于输出延时观测器的滑模控制器的控制精度以及轨迹跟踪等性能, 利用 MATLAB 软件的 Simulink 环境下对系统进行仿真研究, 其系统框图如图 2 所示。

针对板球系统模型, 取小球位置延迟时间为 Δ

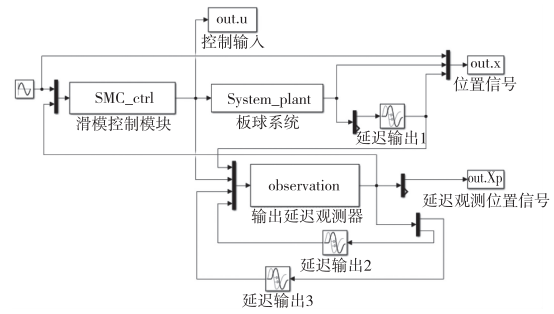


图 2 板球系统 Simulink 框图

$= 1.0$, 取 $X_d = 10 * \sin(t), Y_d = 10 * \cos(t)$, 系统初始状态为 $X_0 = [10 \quad 0], Y_0 = [0 \quad 0]$, 延时观测器式 (14) 的初始值 $\hat{z}(t - \Delta) = [0 \quad 0]^T$ 。其中板球系统模型、滑模控制模块和输出延时观测器均采用 S-Function 函数编程得到。

3.2 仿真结果分析

将上述 S 函数写入图 2 所示的 Simulink 框图对应的模块中运行后可以得到相应波形图, 如图 3、图 4 所示。

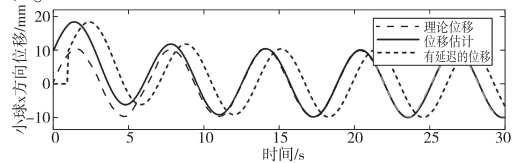


图 3 小球位移观测

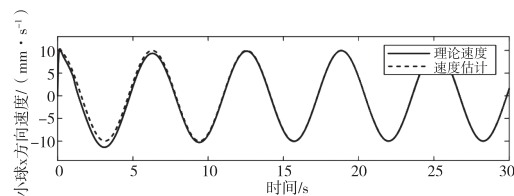


图 4 小球速度观测

延时观测器的观测结果如图 3、图 4 所示, 可见, 采用延时观测器, 可实现小球位置和速度的理想观测。其中, 图 3 表示小球理论位移、位移估计以及实测有延时位移的观测。图 4 表示小球理论速度和速度估计的观测。在滑模控制器中若不采用延时观测器, 则需要延迟了的小球位移信号和速度信号, 而延迟的小球位移信号和真实的小球位移信号存在差距, 这会导致控制系统精度的下降^[12]。图 5 表示的是采用基于延时观测器的滑模控制器的小球位移和速度的跟踪, 以及位移跟踪和速度跟踪与理论位移

和理论速度的误差。控制器取式(18),得到板球系统的控制效果。可见,通过采用输出延时观测器的滑模控制,小球位移和速度跟踪误差较小。

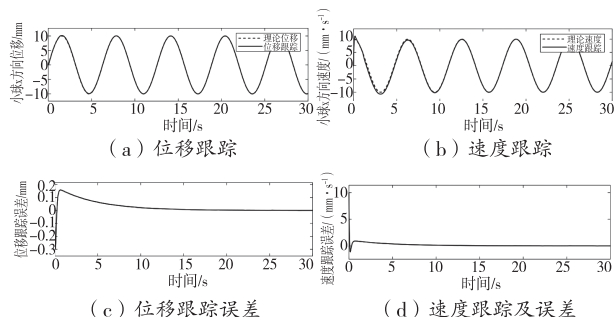


图5 基于延时观测器的小球运动仿真

图6、图7分别为小球无延迟观测器和有延迟观测器情况下的轨迹跟踪曲线。可见,通过采用输出延时观测器的滑模控制,小球可获得良好的轨迹跟踪性能。

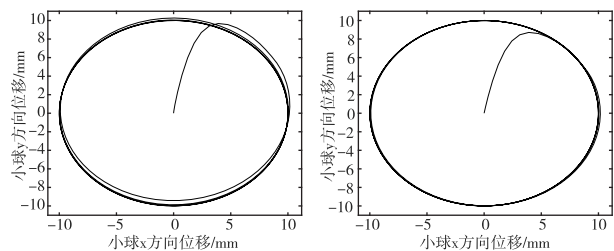


图6 小球无延迟观测器
轨迹跟踪

图7 小球有延迟观测器
轨迹跟踪

4 结论

针对板球系统多变量、非线性、欠驱动的特点,以及由于传感器测量延时导致控制精度不高的问题,设计了一种基于输出延时观测器的滑模控制器。通过实测延迟的小球位置和速度信号,可以实现小球位置及速度的观测,由理论分析证明观测器指数收敛。将延时观测器和滑模控制器结合,通过 Lyapunov 函数证明闭环系统的稳定性。本文通过基于输出延时观测器的滑模控制器,较好地解决了板球控制系统中的输出延时问题,提高了控制系统的稳定性,仿真测试结果表明,该控制算法具有良好的轨迹跟踪性能。下一步的重点工作是结合模糊滑模控制和反演滑模控制,以弥补较大的建模不确定性所带来的抖振,以及将系统线性化后忽略的复杂非线性

性系统固有的耦合误差。

参考文献

- [1] 周树道,张阳春,王敏. 双变量串级 PID 板球控制系统的设计与实现[J]. 科学技术与工程,2021,21(4): 1454-1458.
- [2] 王赓,孙政顺. 板球控制系统的 PD 型模糊控制算法研究[J]. 电气传动,2004(4):23-25.
- [3] 韩京元,田彦涛,孔英秀,等. 板球系统的间接模糊自适应控制[J]. 控制与决策,2015,30(2):303-310.
- [4] 黄斌,吕帮俊,彭利坤,刘金林. 变论域模糊控制在 X 舵干扰操纵中的应用[J]. 华中科技大学学报(自然科学版),2020,48(7):40-46.
- [5] ZHENG L, HU R. Robust and fast visual tracking for a ball and plate control system: design, implementation and experimental verification[J]. Multimedia tools and applications, 2019, 78(10): 13279-13295.
- [6] MOCHIZUKI S, ICHIHARA H. Generalized Kalman Yakubovich Popov lemma based I-PD controller design for ball and plate system[J]. Journal of applied mathematics, 2013, 30(10): 1-10.
- [7] GALVAN C S, MARCO A, RUBIO J J, et al. Dual PD control regulation with nonlinear compensation for a ball and plate system[J]. Mathematical problems in engineering, 2014, 16(4): 1-10.
- [8] PINAGAPANI A K, MANI G, CHANDRAN K R, et al. Composite disturbance rejection control for ball balancer system [J]. Procedia computer science, 2018, 133 (2018): 124-133.
- [9] 孙乐平. 延时微分方程的稳定性准则(英文)[J]. 上海师范大学学报(自然科学版), 1998(3): 1-6.
- [10] DESOER C A, VIDYASAGAR M. Feedback system: input-output properties[M]. New York: Academic Press, 1977.
- [11] IOANNOU P A, SUN J. Robust adaptive control[M]. PTR Prentice-Hall, 1996: 75-76.
- [12] 崔志强,刘吉臻,刘金琨. 基于输出延时观测器的燃料-汽压系统锅炉蒸汽压力滑模控制[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(S1): 200-204.

基金项目:安徽省自然科学基金项目(2022AH052605);大深度前围板拉延成形工艺参数多目标优化及应用(KY0000124)。

作者简介:鲍成(1991-),男,安徽安庆人,助教。研究方向:机电一体化技术、车辆电子控制技术。

收稿日期:2023-08-23

轨道交通车辆某控制主机 CE 测试优化分析*

刘钰宸

(合肥中车轨道交通车辆有限公司, 安徽 合肥 230011)

摘要:轨道交通车辆某控制主机按 EN55011-2016 进行传导骚扰测试,对超限情况进行了分析。针对电源超标原因,提出针对性优化整改措施,重新进行了测试。比对前后的测试结果表明,该优化整改措施对超标部分的抑制起到了较好的作用。

关键词:电磁兼容 传导骚扰 整改

中图分类号:TM931

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0094-04

Optimization of CE test for a control host of rail transit vehicles

LIU Yuchen

Abstract: A control host of a rail transit vehicle went through conduction disturbance test according to EN55011-2016, and the situation of exceeding the limit was analyzed. Targeted optimization and rectification measures were proposed to address the issue of excessive power supply, and retest was conducted. The test results indicated that the optimization and rectification measures had good effect in suppressing the excessive parts.

Keywords: electromagnetic compatibility, conduction disturbance, rectification

0 引言

城市轨道交通车辆车载控制主机在 TCMS 列车控制和管理系统、VCU 车辆控制单元、PIS 乘客信息系统、FAS 火灾自动报警系统、PMS 弓网监测系统、ATDR 走行部故障检测系统等车辆系统中应用广泛。车载主机所处电磁环境复杂,需要满足电磁兼容设计标准后方能装车。电源端口传导骚扰(CE)测试是电磁兼容测试的重要环节,也是测试最不容易通过且最难整改的项目之一。经统计分析,CE 和 RE 测试超限率占有 EMC 类型试验的 80% 以上,本文通过对轨道交通车辆某控制主机 CE 测试时的超限情况进行分析,提出具体的整改优化措施和方法,以提高产品的电磁兼容性能。

1 测试标准

EN55011-2016 是轨道交通车辆领域最常用的测试标准之一,CE 测试中各频段的限值要求如表 1 所示。

表 1 测试主要仪器信息

频段/MHz	准峰值/dB μ V	平均值/dB μ V
0.15 ~ 0.5	79	66
0.5 ~ 30	73	60

CE 测试是测量受试设备(EUT)沿着电源线向外发射的连续骚扰电压,测量频率为 0.15 ~ 30 MHz。测量一般在屏蔽室内进行,以避免周围环境电磁场对测量结果的影响。测量时需要在电网和 EUT 之间插入一个人工电源网络(LISN),其原理如图 1 所示。

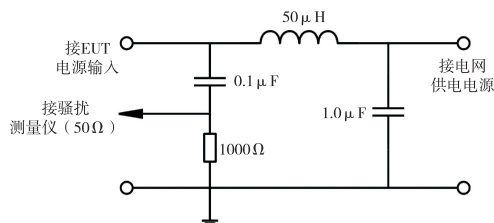


图 1 人工电源网络基本结构

LISN 实质为一双向低通滤波器,对于 50 Hz 工

频电源,可由 LISN 向 EUT 供电。电网频率较高的骚扰由 50 μ H 和 1.0 μ F 的滤波器过滤,不进入骚扰测量仪,而 EUT 发射的骚扰由于 50 μ H 滤波器的阻挡无法进入电网,只能通过 0.1 μ F 电容进入骚扰测量仪。所以 LISN 的第一个作用是隔离电网和 EUT,使测到的骚扰电压仅为 EUT 发射的骚扰,不会有电网的骚扰混入。LISN 的另一个作用是提供稳定的阻抗,因为电网的阻抗是不确定的,阻抗不同,所测到的 EUT 骚扰电压值也不同,所以需要规定统一的 EUT 骚扰负载阻抗。该负载阻抗采用 50 Ω /50 μ H 即 50 Ω 电阻和 50 μ H 电感并联。测量仪的输入电阻为 50 Ω ,包含在负载阻抗中,随着频率的升高,EUT 骚扰负载阻抗趋近于 50 Ω 。

由两个 LISN 基本结构可以组成 V 型 LISN,用于测量电源中 DC+极—地线 PE 和 DC-极—地线 PE 的不对称骚扰电压,如图 2 所示。由于 LISN 的 V 型结构导致该不对称骚扰电压是设备的差模骚扰电流和共模骚扰电流在 50 Ω 负载阻抗上共同作用的结果。

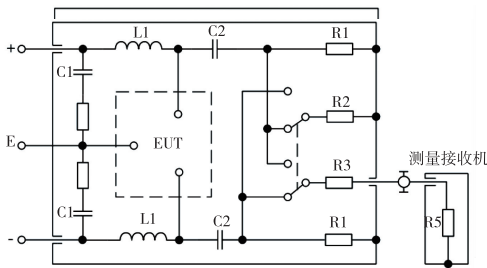


图 2 50 Ω /50 μ H 的 V 型 LISN

2 EUT 及测试条件

2.1 EUT

本次测试的 EUT 设备为一台 CPCI 架构的机架式 3U 工控机,包括 POWER IN(电源输入单元)、POWER OUT(电源输出单元)、TRDP(通信总线单元)、SWITCH1(支持 POE 供电的交换机单元 1)、SWITCH2(交换机单元 2)、SWITCH3(交换机单元 3)、DISK1(存储单元 1)、DISK2(存储单元 2)、AI(智能分析单元)。供电情况为一路 DC 110V 输入,一路 DC 110V 和两路 DC 48V 输出。主机机箱示意图如图 3 所示。

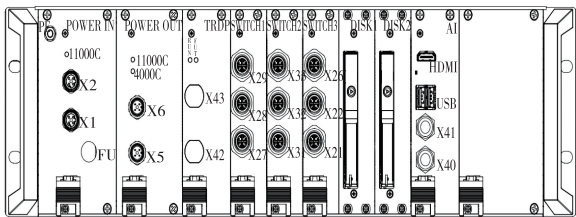


图 3 主机机箱示意图

2.2 测试条件

CE 测试在中国检验认证集团旗下中检集团南方测试股份有限公司苏州分公司的电磁兼容屏蔽室内进行,测试环境温度 24 $^{\circ}$ C,相对湿度 48% RH,大气压 101 kPa,符合标准所要求的环境条件。测试所用的设备名称、型号、编号和制造厂商信息如表 2 所示,测试设备均在仪器设备计量校准有效期内。CE 测试的设备布置示意图如图 4 所示,EUT 设备的外观及连接状态如图 5 所示。

表 2 测试主要仪器信息

设备名称	型号	编号	制造厂商
EMI 测试接收机	ESCI 3	RC-001	德国 R&S 公司
三相 LISN	NNLK 8129	AN-004	SCHWARZBECK

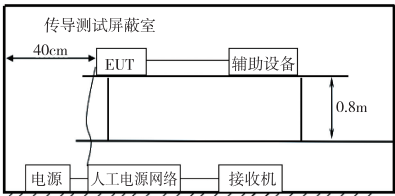


图 4 CE 测试的设备布置示意图

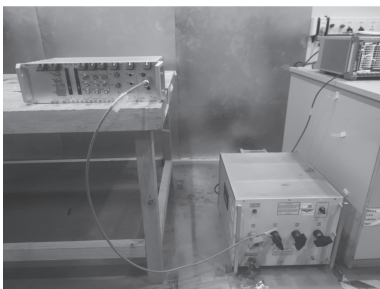


图 5 EUT 外观及连接状态

3 测试结果分析

3.1 测试结果

按照 EN55011-2016 规定的测试步骤,对 EUT

进行了 CE 测试,测试结果如图 6 和图 7 所示。

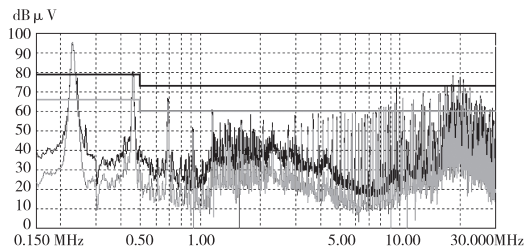


图 6 整改前 CE 测试正极结果

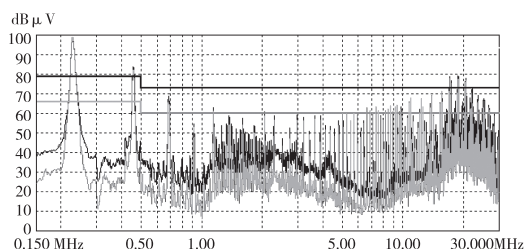


图 7 整改前 CE 测试负极结果

3.2 结果分析

对 EUT 正极、负极 CE 测试结果进行分析,不难发现 0.25 MHz 与 0.45 MHz 存在超标,主要是由于差模噪声干扰引起,可能是电源地和面板地之间的差模电感设置不足。5.00 ~ 30.00 MHz 之前存在超标,其中 20.00 MHz 附近超标较为严重,差模噪声和共模噪声都有可能,可能是输入与输出、输入与电源、输出与电源、输入共模电感对干扰的抑制不足。对于共模干扰的抑制,除了增加共模电感外,还应该注意分析产品内部的共模电流回流路径,通过优化 PCB 和产品结构,疏导共模电流流向,控制共模电流流动的路径,减小回流到 LISN 的共模电流。

4 整改措施及结果

4.1 整改措施

(1) 切除干扰传导途径,使干扰无法向外传递,即采用滤波、屏蔽等方法。将输入两级共模电感改为 39 mH,增大高频信号的阻抗以此来改善传到指标达到规定限值,电感位号为 L1、L2,输出地与面板之间增加 30 mH 差模电感,来抑制 5 ~ 30 MHz 频段的干扰,此电感对 5 ~ 30 MHz 带宽的信号具有较高的阻抗,可以有效抑制干扰信号,更改滤波器前后的 CBB 电容以改善 0.5 ~ 1 MHz 频段的干扰。

(2) 疏导干扰源,将干扰源引到不是敏感的元器件上,即旁路、去耦、优化接地等方法。根据高频干扰源走低阻抗路径,将输入与输出之间 Y 电容调整为 222 C/2kV,输入与电源地之间 Y 电容调整为 222 C/2kV,输出与电源地之间 Y 电容调整为 682 C/2kV,通过电容和 PCB 走线配合达到通路阻抗最低来减小传导骚扰。

4.2 整改结果

将整改后的板卡部署在 EUT 上,并保证良好接地,再次对该 EUT 进行 CE 项目测试,在完全相同的测试环境下,测试结果如图 8 和图 9 所示。从测试结果可以看出,EUT 电源板卡经过整改,0.25 MHz、0.45 MHz 与 5.00 ~ 30.00 MHz 超标被成功抑制到了限值以下,本次整改达到了预期效果。

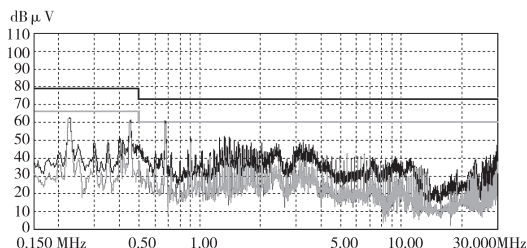


图 8 整改后 CE 测试正极结果

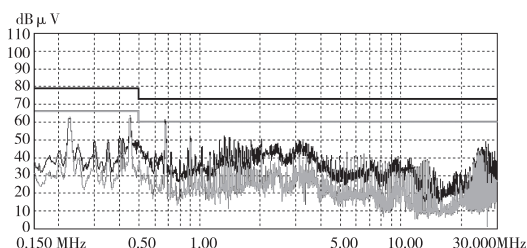


图 9 整改后 CE 测试负极结果

5 结论

由于系统电磁兼容环境的复杂性,即便系统中的每个模块都满足电磁兼容测试指标的要求,系统集成后,也无法保证整个系统能够满足电磁兼容要求通过测试。通过试验模拟测试并进行现场优化整改的措施有限,需要产品设计者在研发环节充分考虑 EMC 设计。如果产品设计时不考虑 EMC 问题,仅寄希望于测试阶段解决,会导致研发费用和测试

(下转第 102 页)

TC25 合金零件含钨金属夹杂检出及模拟实验分析

胡林荣,边洪岩,成信虎,所彭邦,张江峰
(贵州黎阳国际制造有限公司,贵州 安顺 561102)

摘要:某厂锻造的 TC25 钛合金盘类零件在交付前需进行水浸超声波探伤,合格后交付。但在交付后验收时进行 X 光射线探伤,发现其中一件零件的外轮缘部位有一处缺陷显示。因该缺陷用水浸超声波探伤未能及时检测出来,而 X 光射线探伤时却有效检测出来并对缺陷定位,对此问题开展研究。本文主要进行了模拟缺陷检出实验及能谱分析,确定缺陷的性质及特征。实验结果表明:X 射线探伤检查对含钨金属夹杂物有效,属于高密夹杂,利用能谱分析夹杂物中心区域钨的成分接近 100%。鉴于此种缺陷,对后续的 TC25 合金盘件交付状态更改为锻造+热处理(双重退火)+粗加工+X 射线探伤,合格后再予以交付。

关键词:TC25 合金 X 射线探伤 缺陷 钨金属夹杂物

中图分类号:TC401

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)04-0097-03

Detection and simulation experimental analysis of tungsten inclusions in TC25 alloy parts

HU Linrong, BIAN Hongyan, CHENG Xinhui, SUO Pengbang, ZHANG Jiangfeng

Abstract: The TC25 titanium alloy disc parts forged by a certain factory underwent water immersion ultrasonic testing and X-ray testing, and one of the parts showed a defect on the outer wheel edge, which was not detected by water immersion ultrasonic testing, but detected by X-ray testing. Research was conducted on this issue. Simulated defect detection experiments and energy spectrum analysis were carried out to determine the properties and characteristics of the defect. The experimental results showed that X-ray inspection was effective for tungsten inclusions. Energy spectrum analysis showed that the proportion of tungsten in the central area of the inclusion was close to 100%. In view of this defect, the subsequent TC25 alloy discs need to undergo forging, heat treatment (double annealing), rough machining and X-ray inspection before delivery.

Keywords: TC25 alloy, X-ray inspection, defects, tungsten inclusions

我国钛合金行业在近几年来得到了突飞猛进的发展,无论是产量还是经济效益都处于领先地位。钛合金已经普遍而广泛地应用在航天、航空、石油化工及船舶等领域。随着全球飞机的逐渐升级并且进入更新换代大周期,钛合金的占比显著提升,而新型航空、航天等零部件需要它的高强度和刚度、高弹性模量、低密度以及好的耐腐蚀性能,才更能体现出新型材料的价值^[1-3]。TC25 合金为 $\alpha+\beta$ 型双相钛合金,属于高温钛合金行列。为了提高合金的强度和耐热性,在合金中添加了适量的钼和钨元素^[4]。

当前对钛合金零件缺陷模拟检出实验的报道很少,任何一种缺陷类型都有它的检查方法,任何缺陷都可定位出最佳、最有效的检出程度^[5]。现阶段零

件内部缺陷的检测方法主要为:锻造零件大都采用超声波探伤,而铸造零件采用 X 射线检测。某 TC25 合金盘类零件属于锻造件,在交付状态中要求零件进行水浸超声波探伤检测,但是超声波探伤中没有缺陷显示,当零件交付入厂检验时,发现其中一件的外轮缘部位有一处约 0.6 mm 的缺陷。

1 实验背景及实验内容

某锻造厂商交付一批 TC25 合金盘类零件,在入厂验收时进行了 X 射线探伤,检测发现其中一件零件的外轮缘部位有一处大约 0.6 mm 的缺陷显示,然后再对这件缺陷显示部位的零件进行水浸探伤检查,结果发现没有缺陷显示。再对零件有缺陷

显示的部位表面进行打磨、表面腐蚀检查,表面状态完好也没有发现异常;再一次将零件返回探伤室进行X射线检查,此时轮缘部位的缺陷显示仍然存在。

针对水浸探伤检测不出来此类缺陷而X射线探伤却可以检测出此类缺陷,本文将分析以下内容:

(1)选择若干小颗粒钨金属颗粒来验证X光检测方法对检出高密度钨金属有效;

(2)选择与之前同批次相同类型的含钨形刀头,将刀头碎片放在熔池经真空熔炼后,是否会形成高密度夹杂物,此类夹杂物是否含钨的化学成分;

(3)利用扫描电镜检查,这种高密度夹杂物是否会形成明显的扩散区;

(4)对模拟实验进行验证,水浸探伤检测是否探测不到此类缺陷。经前期实验验证得出,可确定该缺陷产生的原因是原材料在熔炼过程中,含钨型刀片切削电极棒时崩刀掉入熔池中所导致^[6];

(5)对后续交付该类型的零件,其交付状态按照原有状态交付是否可行。

2 钨颗粒检出实验

为了验证X光检测对高密度含钨金属夹杂物检出是否有效,实验挑选了5个钨金属颗粒,尺寸分别为0.4 mm×0.5 mm、0.3 mm×0.8 mm、0.4 mm×0.9 mm、0.6 mm×1.0 mm、0.8 mm×2.2 mm(无法找到更小的钨金属颗粒)。

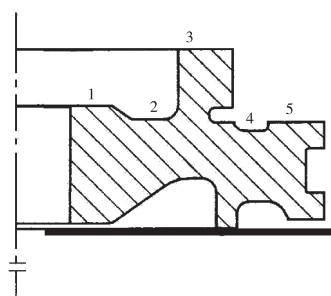


图1 钨颗粒摆放位置

零件的轮廓图形见图1。将上述找出的5个钨金属颗粒按照图1的位置摆放在零件(选取当前有缺陷显示和无缺陷显示的两个零件)的不同厚度上,见图1。再按照该盘类零件的X射线检测工艺卡进行X射线透照参数检测,实验结果表明:在两个零件的X光底片上均能清晰地发现钨金属颗粒的存在。

3 模拟实验过程

3.1 电极制备

找与之前同批次含钨型刀头,将车刀头人工破碎后,选取9块尺寸在0.3~1.2 mm之间的刀头碎片作为预埋件。选用三支外形、尺寸相同的纯钛棒材,选取一支棒材在任意端面预制钻孔,再将选取好的刀头碎片放入孔中,用若干小颗粒海绵钛填实后进行对焊,制备出自耗电极。制备过程如图2所示,制备好的电极见图2右侧。

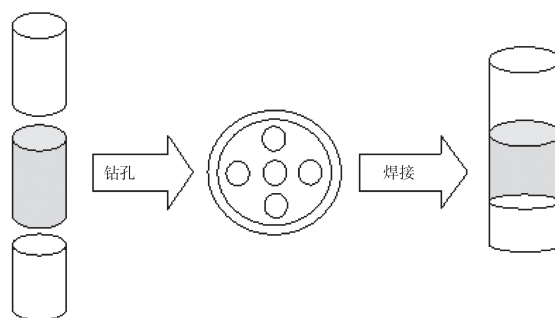


图2 自耗电极制备过程示意图

3.2 熔炼过程

采用2 kg真空自耗电弧炉进行三次熔炼,制得长度为80 mm,冒口端直径为59 mm,锭底端直径为49 mm的铸锭。熔炼时所用坩埚见图3,成品铸锭形貌如图4所示。将铸锭用车床加工成Φ48 mm×60 mm的圆柱体,表面粗糙度 $\leq 0.8 \mu\text{m}$,为后续水浸超声波探伤及X射线检测做好准备。



图3 高温熔炼坩埚

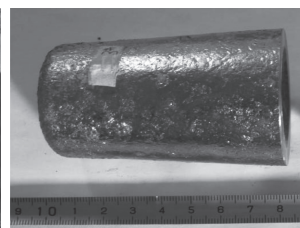


图4 成品铸锭形貌图

3.3 检测与小结

对成品铸锭进行水浸超声探伤检查,检测结果发现铸锭的冒口端存在缺陷反射信号,其他部位未见异常。再对上述铸锭进行X射线检验。结果表明:超声波发现的反射信号为铸造缩孔,在距离铸锭

底部 10 mm 范围内存在 8 处高密度缺陷显示,在距离铸锭底部 40 mm 处存在 1 处高密度缺陷显示,之前预埋入的 9 个刀头碎片均被发现。根据 X 射线检测定位结果,在铸锭距离锭底部 10 mm 处剖开,随后在预磨抛机上制备金相试样,预磨直到发现夹杂为止,对该夹杂物进行能谱分析,检测结果见表 1,能谱分析位置见图 5。

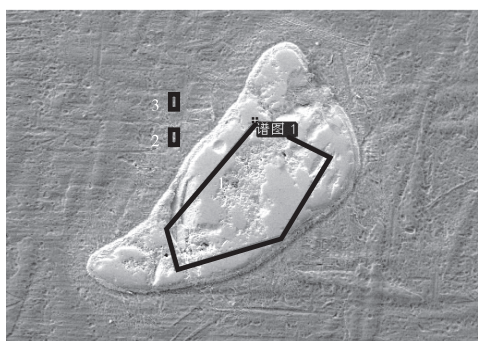


图 5 能谱分析位置

表 1 能谱分析结果

检测位置	化学元素 wt%		
	O	Ti	W
1	0	0.99	99.01
2	4.12	13.05	82.83
3	14.45	74.08	11.47

模拟实验结果表明:含钨型刀头混入电极能形成高密度夹杂物,在夹杂中心区域含钨的成分接近 100%;通过图 5 可以看出,在夹杂物边缘区域存在明显的过渡区,说明这种含钨高密度夹杂物在一定的高温下会向其周围扩散;由此实验可以验证,水浸超声波探伤不能发现该类高密度夹杂物,而 X 射线检测能有效发现该类高密度夹杂物。

4 结论及建议措施

(1) 高密度钨金属夹杂物大多都呈“豆子”外形,主要是由于钨金属夹杂物在高温下会向外扩散形成球状;通过图 5 明显可见,含钨夹杂物边缘区域

存在过渡区特征,缺陷中心白亮色区域为纯钨。由此可以确定:模拟实验后 X 光检测出缺陷的性质为钨金属夹杂。

(2) 通过此次检出实验及模拟实验,证明了钨金属颗粒摆放在零件上能被 X 光检测到,并在 X 光底片上均能被清晰地发现。该类高密度含钨金属夹杂物缺陷在超声波探伤时,不能被及时检出;而 X 射线能有效并准确地检测该类高密度夹杂物。

(3) 鉴于 TC25 合金夹杂问题在行业出现过多起类似问题,其主要表现形式为 W、Mo 夹杂及其中间合金夹杂,虽然此类高密度夹杂可以通过 X 射线探伤手段有效发现,但此类问题对产品的交付和后续处理带来一定影响,固建议相关 TC25 合金盘零件交付状态中“超声波探伤”更改为“X 射线探伤”,合格后再予以交付。

参考文献

- [1] 刘建强. TC4 钛合金的显微组织及其抗冲击韧性[J]. 热加工工艺, 2013, 42(12): 63-67.
- [2] WANJARA P, JAHAZI M. Linear friction welding of Ti-6Al-4V: processing, microstructure, and mechanical-property inter-relationships[J]. Metallurgical and materials transactions A, 2005, 36: 2149-2164.
- [3] 黄伯云, 李成功, 石力开, 等. 中国材料工程大典[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
- [4] 赵永庆. 高温钛合金研究[J]. 钛工业进展, 2001(1): 33.
- [5] 胡耀顺, 谢双扣, 张强. 缺陷检出度的研究(1) 概述缺陷检出度及实例剖析[C]//全国电力系统第九届无损检测学术会议. 中国电机工程学会, 2003.
- [6] 张江峰, 陈鹏, 张仕恒, 等. TC25 合金 II 级高压压气机盘缺陷分析[J]. 现代机械, 2021(3): 97-99.

作者简介: 胡林荣(1984-) 男, 硕士研究生, 高级工程师。

收稿日期: 2023-07-07

刚玉倾倒炉托圈耳轴支承装置优化设计

欧必渊

(贵州达众第七砂轮有限责任公司, 贵州 贵阳 551400)

摘要:针对刚玉倾倒炉托圈耳轴支承装置频繁发生故障,采用半开式滑动轴承替代圆锥滚子轴承,同时把滑动轴承上半部取消的优化设计,解决了刚玉倾倒炉托圈耳轴支承装置故障的问题。

关键词:托圈耳轴 支承装置 半开式滑动轴承 同轴度

中图分类号:TQ164.2

文献标识码:B

文章编号:1002-6886(2024)04-0100-03

Optimization design of bracket trunnion supporting device of corundum dumping furnace

OU Biyuan

Abstract:In view of the frequent failure of the bracket trunnion supporting device of the corundum dumping furnace, the semi-open plain bearing is used to replace the tapered roller bearing, and the upper half of the plain bearing is cancelled. The failure problem of the bracket trunnion supporting device of the corundum dumping furnace is solved.

Keywords:bracket trunnion, supporting device, semi-open plain bearing, coaxiality

0 引言

冶炼倾倒炉是棕刚玉、白刚玉生产的主要设备,托圈耳轴支承装置是冶炼倾倒炉倾倒装置的重要组成部分。炉缸托圈是由内、外弧板及上、下盖板组焊而成的圆型铆焊构件,耳轴通过耳轴座与托圈焊接而成。冶炼过程中倾倒炉、炉衬、刚玉溶液的所有重量由托圈耳轴支承装置来承载。

1 现有刚玉倾倒炉存在的主要问题

原建造的倾倒炉托圈的支承装置大都采用的是圆锥滚子轴承。其优点是结构简单,造价低,制造安装方便,投产初期运行平稳;缺点是由于冶炼炉是高温作业,生产一段时间后,炉缸变形下沉、耳轴上翘致使托圈支承装置出现故障。由于炉缸托圈内有冷却水循环,设计人员过高估计了托圈的强度而采用圆锥滚子轴承,其结果是轴承使用时间不长,多则3年少则1至2年就损坏。与常温下的作业环境不同,高温作业的冶炼设备,发生故障后必须待温度自然冷却到一定程度才能进行维修、更换,所以停炉检修不仅时间长,停产的成本增加,而且检修时的不安

全因素(受限空间作业)也较多,严重影响了企业的生产经营活动。为了尽量减少停产造成的损失,必须对冶炼炉托圈支承装置进行优化设计。

2 炉缸托圈支承装置易损坏原因分析研究

刚玉生产过程中当托圈支承装置发生故障时,轴承座里面发出咔、咔、咔响声,维修人员打开轴承座端盖,发现有滚子脱落在轴承座腔内,轴承保持架已被顶开破坏,滚子被挤落下来。没有了保持架的保护,滚子不规则的相互挤靠在一起。当炉缸倒炉时,托圈耳轴转动,耳轴与脱落的滚子发生摩擦便发出咔、咔、咔的响声。经过多次的维修、更换轴承,综合分析得出以下三种主要原因。

1)由于倾倒炉炉缸直径较大(达5000 mm以上),支撑炉缸重量的俩轴承座间距大于6000 mm,满负荷生产过程中炉缸总重量达250吨左右。由于长时间高温作业,炉缸托圈强度降低,致使炉缸下沉,托圈耳轴上翘,经检测轴端上翘最大达8 mm。当耳轴变形幅度超过轴承的游隙时,保持架损坏、滚子脱落而使轴承失效。

2)炉缸托圈由40 mm的钢板焊接而成,由于焊

接变形,大直径的铆焊件其耳轴的同轴度难以保证(图1)。

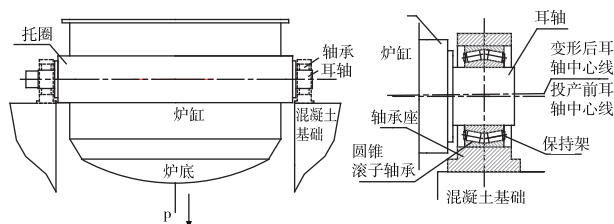


图1 优化前炉缸托圈耳轴支承装置

3)长时间高温作业,轴承润滑脂变质而导致润滑失效。

3 倾倒入炉托圈耳轴支承装置优化设计

1)针对炉缸这种大型铆焊件,由于制作过程中的焊接变形而难以保证耳轴的同轴度、生产过程中由于炉缸下沉造成耳轴上翘以及高温作业环境差等特点,首先考虑的是必须让托圈耳轴有自由摆动和伸展的空间。基于这些条件要求,采用半开式滑动轴承替代圆锥滚子轴承的改造方案,就可以解决由于高温作业而产生的托圈耳轴的伸缩问题。那么耳轴的同轴度以及使用过程中上翘问题如何解决呢,考虑到由于炉缸较重而且炉缸倾倒时的转速较低,设计把滑动轴承体的上半部取消,以解决托圈耳轴上翘的空间问题;滑动轴承体及瓦座采用球型结合,就可以解决托圈耳轴的同轴度差而产生的自由摆动问题(图2)。

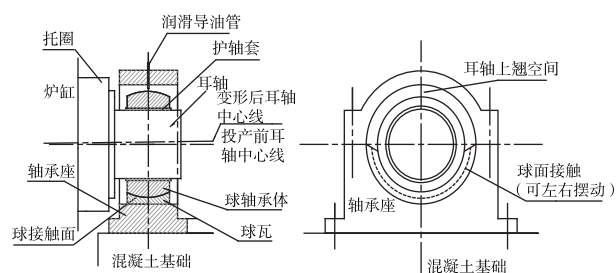


图2 优化后炉缸托圈耳轴支承装置

2)滑动轴承的润滑弃用润滑脂而采用润滑油,具体办法是从轴承座上盖开孔,将导油管伸至轴承座腔上半部,可以让润滑油流进球型轴承体油槽,一是通过油槽流淌至球瓦座,二是炉缸倒炉、回炉时通过耳轴带动轴承体转动将润滑油带至瓦座。频繁

的正、反转动,可以促使球接触面润滑充分,润滑效果十分显著。

倾倒入炉托圈耳轴支承装置优化设计以前,维修人员更换润滑脂是在受限作业空间条件下进行的,先拆下轴承端盖,清除已变质的油脂油污,再敷设上合格的润滑脂,其作业环境和劳动强度可想而知。为了让操炉人员维护、保养方便,改造后将润滑油导油管延伸至操作平台,焊上加油油杯(一定要在油杯底部放上过滤网,以免杂物进入轴承体油槽,而使球瓦遭到破坏)。这样,连操炉工都可以轻松定期添加润滑油,把原来一次性敷设润滑脂改成定期加润滑油的润滑方式,其维护和保养更加方便、安全、可靠。

4 倾倒入炉托圈耳轴支承装置优化设计后应用情况

对倾倒入炉托圈耳轴支承装置进行优化设计后,由于采用了半开式带有球形接触面瓦座的滑动轴承替代了圆锥滚子轴承,并从轴承的结构上充分考虑了润滑方式及维修、保养问题,较好地解决了刚玉冶炼设备耳轴同轴度差以及使用过程中产生变形而造成的设备故障问题。对冶炼炉进行优化设计投入使用以来,设备运行平稳、可靠,至今没有出现任何问题。随着第一台炉的技术改造成功,第七砂轮厂的十几台冶炼倾倒入炉托圈支承装置都已逐渐完成技术改造。近几年来,该设计方案已经逐步被贵州省境内的所有磨料企业所采纳。同时,对于大跨距、重负荷设备的运转机构支承装置具有参考价值,比如炼钢、炼铁行业的转炉支承装置;特种钢、特种铁合金行业的冶炼倾倒入炉等等,具有较好的推广应用前景。

倾倒入炉托圈耳轴支承装置的优化设计,投入不大,但对降低企业的生产成本(冶炼过程中因故障停炉影响产品质量和单耗)、维修成本,减少停产损失,保障企业正常的生产经营活动具有良好的促进作用。

5 结束语

针对刚玉倾倒入炉托圈耳轴支承装置频繁发生故障问题,通过深入分析研究,故障原因主要是倾倒入炉长时间高温作业,炉缸托圈强度降低,致使炉缸下

沉、托圈耳轴上翘而使轴承失效;炉缸托圈变形,托圈耳轴的同轴度难以保证;轴承润滑脂变质而导致润滑失效。针对以上问题,采用半开式滑动轴承替代圆锥滚子轴承,解决高温作业产生的托圈耳轴伸缩问题;设计把滑动轴承体的上半部取消,解决托圈耳轴上翘问题;滑动轴承体及瓦座采用球型结合设计,解决托圈耳轴的同轴度差问题;滑动轴承采用润滑油替代润滑脂。通过以上优化设计,不仅解决了刚玉倾倒炉托圈耳轴支承装置故障问题,而且设备维护保养更加方便、安全可靠;对降低企业的生产成本、维修成本,减少停产损失以及保障企业正常生产经营活动具有良好的促进作用,并具有较好的推广

应用前景。

参考文献

- [1] 成大先. 机械设计手册:第2卷:轴及其连接,轴承[M]. 6版. 北京:化学工业出版社,2016.
- [2] 成大先. 机械设计手册:第3卷:润滑与密封[M]. 6版. 北京:化学工业出版社,2016.

作者简介:欧必渊(1964-),男,本科学历,工科学士,中国机械工程学会设备与维修工程分会第六届委员会委员,中国七砂集团有限责任公司机械公司经理。

收稿日期:2024-04-25

(上接第96页)

时间的大为增加。只有在产品前期设计阶段考虑和预测 EMC 问题,把 EMC 变成一种可控的设计技术,并行和同步与产品功能和设计的过程,才能一次性满足产品的技术质量要求。

参考文献

- [1] 李萌. 高速铁路信号系统车载设备电磁兼容风险研究[D]. 北京:北京交通大学,2021.
- [2] 黄健,陈立,刘嘉琦. 地铁车辆低频设备电磁环境复合测试装置及方法[J]. 环境技术,2022,40(6):107-110.
- [3] 陆建隆. 基于某型电子机柜的电磁兼容 CE101 整改方法研究[J]. 环境技术,2019,37(6):76-79.
- [4] 卓存明,陈启春. 电源适配器的电磁兼容传导骚扰对策案例分析[J]. 数字通信世界,2018(12):41.
- [5] BARTH G. Benefits of multitone EMC immunity testing[J]. RF and microwave computer-aided engineering, 2016,26(4):355-358.
- [6] 安辉,王宾,邸净宇,等. 电磁兼容检测分析及优化整改思路[J]. 流体测量与控制,2022,3(6):43-45.

- [7] ZHANG B, WANG S. A survey of EMI research in power electronics systems with wide-bandgap semiconductor devices[J]. IEEE journal of emerging and selected topics in power electronics, 2019,8(1):626-643.
- [8] CISPR. Industrial, scientific and medical equipment-radio-frequency disturbance characteristics-limits and methods of measurement; EN55011-2016[S]. 2015.
- [9] 郑军奇. 产品 EMC 分析方法及风险评估技术[M]. 北京:电子工业出版社,2019.
- [10] 王炳文,郑久寿,陈潇然. 基于电磁兼容风险评估方法的 EMC 整改研究[J]. 安全与电磁兼容,2022(5):60-65.

基金项目:国家重大技术装备攻关工程项目(系列化中国标准地铁列车研制及试验);中国城市轨道交通协会科研专项(CAMET-KY-2022052 城市轨道交通车载信息融合平台研究)。

作者简介:刘钰宸(1996-),男,助理工程师,主要研究方向:轨道交通车辆系统部件设计研发。

收稿日期:2023-04-28