

机载大功率 LED 水冷系统设计与优化研究

王冬冬

(浙江康思特动力机械有限公司, 浙江 绍兴 312000)

摘要: LED 具有的发光效率高、耗能低、可靠性高等优势, 使得其在航空、汽车、军用产品等照明领域得到了大量应用, 但是其存在光电转化效率较低的不足, 约 80% 的电能在运行过程中转换为热量, 所以在 LED 运行过程中需要及时排出所转化的热能, 否则将导致芯片结温上升, 进而对可靠性和使用寿命带来较大的负面影响。随着 LED 光源在更高功率的飞机照明中大量应用, 如何解决光源体积限制与散热性能提升之间的矛盾具有重要意义。为此, 本文设计机载大功率 LED 水冷系统, 并通过 CFD 计算流体力学软件 Fluent 对水冷系统方案进行模拟和优化。结果表明, 通过合理设计和优化水冷系统使芯片内部温度有效降低, 最高温度降低了 10 °C, 并保持芯片温度的均匀性, 最大和最小温度偏差值不超过 10 °C, 有利于保障机载 LED 光源的高效稳定运行。

关键词: 设计 大功率发光二极管 水冷系统 数值模拟 优化

中图分类号: TP391.9

文献标识码: B

文章编号: 1002-6886(2025)04-0001-05

Design and optimization of water-cooling system for airborne high-power LED

WANG Dongdong

Abstract: LED has been widely used in aviation, automobile, military products and other lighting fields for its advantages of high luminous efficiency, low energy consumption and high reliability. However, it also has disadvantages: the photoelectric conversion efficiency is low, and about 80 % of the electrical energy is converted into heat during operation. Therefore, the heat needs to be discharged in time during the operation of LED, otherwise the junction temperature of the chip will rise, which will have a great negative impact on its reliability and service life. With the wide application of high-power LED in aircraft lighting, it is important to design a good heat dissipation structure. This paper designs the a water-cooling system for the airborne high-power LED, and simulated and optimized the water-cooling system through CFD software Fluent. The results show that the reasonable design and optimization can effectively reduce the internal temperature of the chip by about 10 °C, and can maintain the temperature uniformity of the chip, which is conducive to ensuring the efficient and stable operation of the airborne LED.

Keywords: design, high-power LED, water-cooling system, numerical simulation, optimization

0 引言

近些年, 随着 LED 技术的应用领域向航空航天领域的发展, 对于单位承载功率要求也越来越高, 因此 LED 的散热问题是目前急需解决的一个重要问题, 这也将制约 LED 在高端方向上的应用^[1-2]。国内一些学者及专家对 LED 的芯片设计、封装以及散热方式进行了大量研究, 以求突破 LED 在高功率密度下的散热要求, 满足其在特定场景下的可靠性^[3-4]。在光效、封装及散热方式进行散热可以通过

增加光电转换效率, 采用导热系数较高的材料进行封装, 采用高性能的散热方式等加速热量快速传导, 以达到降低芯片结温的目的^[5]。

此处, 在芯片设计过程中进行优化及调制相应的结构以提升光电转换效率, 采用较高的导热胶降低电能转换为热量的比例, 即可由内部尽快将热量导出, 从而避免散热带来的危害^[6-8]。在 LED 模组散热方式中, 常用的系统散热方式为主动型散热和被动型散热。主动散热技术是采取散热手段对发热体进行散热, 主动散热方式包括风冷、水冷、热管、微

喷冷却及热电制冷等。另外一种方式为被动散热,这种散热方式主要依靠导热性能较高的材质将热量导出体外,再利用和外界的热交换进行散热,常用的被动散热方式主要包括翅片散热^[9]。一般来说主动散热的效果要高于被动散热,主动散热的对流系数较高,可以很快将热量导出发热体外。水冷冷却具有结构复杂度低、换热能力强等优点,与常规的风冷冷却相比通常可以提高 10 倍以上效果,而且噪音大幅降低^[10]。LED 芯片产生的热量传导至水冷壳体上,然后通过水路循环将传导过来的热量带走,水路后端通过空气对流散热的方式将水中携带的热量散发到环境中去。现阶段,国内在水冷方面的工艺技术已经取得了较大的成功,对于发光二极管的水冷冷却系统的研究已经广泛实现工程应用^[11-12]。

机载大功率 LED 散热系统设计就是通过选择合适的散热方式以及设计出合理、高效的散热系统,使 LED 工作时保持在一定的温度要求下,保证产品的可靠性和安全性^[11]。综合各种因素考虑,机载大功率 LED 散热设计通常应该满足以下要求:(1) LED 芯片温度应保持在合理的范围内^[13-15],合理的进行芯片设计及结构布局可以增加芯片的可靠性。(2)散热器应满足一定的安装空间、重量和成本要求等。合理地设计散热器的形状、尺寸以及安装方式等,可以有效提升散热效率,提高 LED 的性能^[16-18]。

唯有通过有效的 LED 散热管理,使得芯片 PN 结堆积的热量快速传导出,从而迅速降低结温,直接关系到发光效率、寿命等参数以及整个光源的性能。为此,本文通过对 10 颗 7.5 W 大功率 LED 芯片模组进行水冷系统设计,采用计算流体力学软件 Fluent 对设计的水冷系统进行模拟优化仿真,以芯片最大温度、芯片之间的温差以及水冷系统的压损为指标,分析了不同设计结构对 LED 散热的影响情况,为芯片可靠性提供理论支持。

1 数学模型

采用计算流体软件进行求解机载大功率 LED 水冷系统中的流动,要满足以下方程守恒定律^[19]。

(1) 质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

其中, ρ 是密度, t 是时间, $\vec{v}$ 是速度矢量。

(2) 动量守恒方程

在 x 、 y 和 z 方向上分别为:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u \vec{v}) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) - \frac{\partial P}{\partial x} + S_u \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v \vec{v}) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) - \frac{\partial P}{\partial y} + S_v \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho w \vec{v}) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) - \frac{\partial P}{\partial z} + S_w \quad (4)$$

其中, μ 是动力粘度, S_u 、 S_v 和 S_w 是源项。

(3) 能量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v T) = \operatorname{div}\left(\frac{\kappa}{C_p} \operatorname{grad} T\right) + \frac{S_T}{C_p} \quad (5)$$

其中, T 为温度, κ 为传热系数, S_T 为内热源, C_p 是比热容。

2 数值模拟

2.1 模型简介

本文根据实际应用的某机型机载大功率 LED 模块进行水冷系统设计,采用计算流体力学对水冷系统强迫水冷散热方式进行模拟和优化。在进行数值模拟前,采用 PROE 软件参照实际模型尺寸进行设计,针对影响流动及传热较弱的地方(螺栓、螺母等位置)进行简化,得到的三维几何模型如图 1 所示,该方案针对目前通用的水冷水道进行设计,分别采用弯型管道及蛇形管道设计,通过水冷循环系统针对大功率芯片进行散热。机载大功率 LED 模块光源芯片采用 CREE 公司的 7.5 W 大功率 LED 为例进行分析,芯片尺寸为 1 mm×1 mm×0.2 mm,10 颗 LED 芯片灯珠阵列排布,其光源模组整体结构可以分为芯片、基板层和水冷散热系统层。

2.2 网格划分

在进行计算模拟过程中仅考虑散热系统部分,忽略灯罩等器件反射、辐射的作用,其模型简化如图

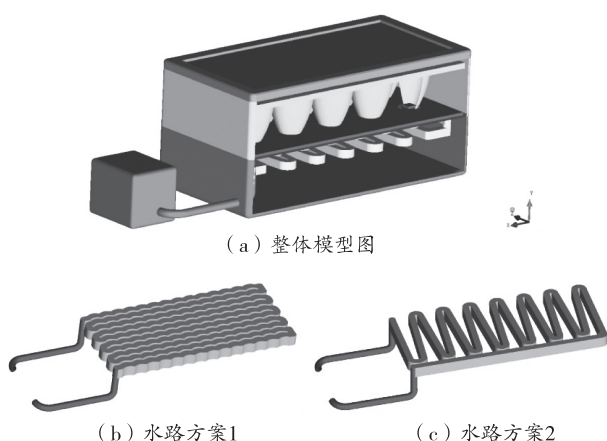


图 1 机载大功率 LED 模块水冷系统方案图

2 所示。将在几何建模平台 PROE 完成操作处理后,将几何模型导入网格划分平台 ANSYS ICEM 中,在流动及温度梯度变化明显的位置(如弯管、芯片等)进行网格局部加密。网格无关性根据 9 个点的平均温度进行标定,当随着网格数量的增加,9 个点的温度基本上保持不变(误差在 1% 以内),证明网格对结果影响较小。本次水冷系统经过网格无关性计算后数量约为 200 万,网格划分的结果如图 2 所示。

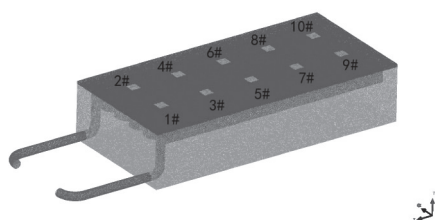


图 2 机载大功率 LED 模块水冷系统方案网格模型图

2.3 边界条件

本文采用计算流体力学软件 Fluent 进行求解,机载大功率 LED 水冷系统的雷诺数 $>10^5$,LED 水冷系统的流体介质为水,在流动过程中不可压缩;流动过程属于湍流状态。采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,通过求解三维不可压缩的湍流流场的封闭方程得到数值解。

机载大功率 LED 水冷系统的边界条件设置如下:入口为冷却水流入边界,速度为 1 m/s,入口为常温水流入,温度设定为 300 K。出口边界条件为系统换热后的水流出,设置为压力出口,并设定外相

对压力为 0 Pa,环境温度设置为 300 K。10 个 LED 芯片发热的总功率为 7.5 W,在计算过程中将热功率加载到芯片上。模型各部分固体材料与导热系数如表 1 所示。

表 1 各部分材料与导热系数

名称	材料	导热系数/($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
芯片	硅	124
基板	铜	398
散热器	铝	220

3 结果与分析

本次仿真在 HPZ820 工作站进行,采用 32 核进行计算,完成一次工况约 3 个小时。

根据设定的初始值进行散热模拟,通过数值模拟分析后可以得出,水路方案 1 其散热效果如图 3 所示,由图 3(b)可知散热器的最高温度为 395 K。由图 3 可以发现,整个水冷散热器从入水口至出水口的温度逐渐上升,这也符合实际规律,水流方向上第一颗芯片(1#)处的温度为最低,随着水流的向前流动同时吸收来自散热基板上部 LED 模组产生的热量,而流动路径越长所吸收的热量就越高,以至于温度最高的部分集中于水流方向上最后一颗芯片(10#)处,各芯片间温差约为 2 $^{\circ}\text{C}$ 。由此可以看出,该水冷设计方案虽然在芯片温度上有所改善,但是整体芯片温度不均匀,最高温度为 397 K,最低温度为 375 K,最高温度和最低温度相差接近 20 $^{\circ}\text{C}$ 。该方案虽然将芯片温度降低在许用范围之内,但是造成了局部温度较高,且温度均匀性较差。

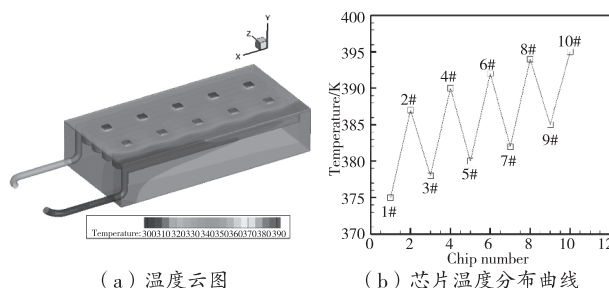


图 3 机载大功率 LED 模块水冷系统方案 1 模拟结果

根据设定的初始值进行散热模拟,水路方案 2 (单层蛇形流道方案)其散热效果如图 4 所示,由图

4(b)可知散热器的最高温度为 395 K。由图 4 可以发现,整个水冷散热器从入水口至出水口的温度逐渐上升,水流方向上第一颗芯片(1#)处的温度为最低,随着水流的向前流动同时吸收来自散热板上部 LED 模组产生的热量,同样的流动路径越长所吸收的热量就越高,以至于温度最高的部分集中于水流方向上最后一颗 LED 芯片(10#)模组处。结果表明,此流道对散热改善较小,光源模组各 LED 芯片间温差依旧较大,最高温度为 395 K,最低温度为 374 K,最高温度和最低温度相差接近 20 ℃。同样,该方案虽然将芯片温度降低在许用范围之内,但是造成了局部温度较高,且温度均匀性较差。

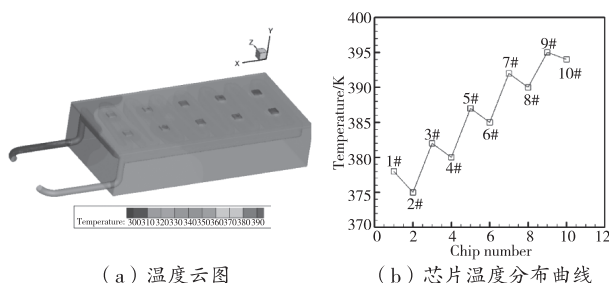


图 4 机载大功率 LED 模块水冷系统单层蛇形流道方案模拟结果

4 优化设计

由以上设计的方案可以看出,两组水冷系统方案虽然对芯片温度有一定的改善,但是 10 颗芯片温差超过了 20 ℃,会影响发光效率及芯片的可靠性。为此根据以上结果对水冷系统进行了改进优化,采用双层蛇形流道设计,目的就是要保证各芯片之间温度差不超过 10 ℃。新设计方案的网格及模型图如图 5 所示。

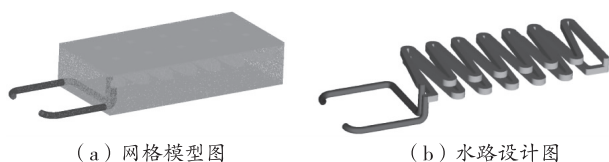


图 5 机载大功率 LED 模块水冷系统双层蛇形方案图

改进水冷散热器设计为双层蛇形流道,该设计方案将入水口放置在下侧,出水口管道放置在上侧,这样有利于热量在进出过程中的热交换,使得水冷

既能对芯片进行降温,同时也起到对流动返回的热流进行降温。根据设定的初始值进行散热模拟,其散热效果如图 6 所示。由图可知,散热器入口附近的芯片温度与其他流道设计基本一致,随后温度缓慢提升,靠近出口方向的芯片温度最高为 385 K,从温度云图和芯片温度分布曲线图中可以发现,整个水冷散热器因有双层流道,散热面积加大,散热效率较高,所以从入水口至出水口的温度上升幅度较小,前面 6 个点呈现温度上升的区域,温差约为 1.5 ℃左右,后面 4 个点芯片温度较为平稳,基本保持不变,LED 芯片之间总体温差不超 10 ℃,相比较单层流道的温差显著缩小,证明双层蛇形流道方案散热效果明显提升。因此,该双层蛇形管道可以最大限度地提高 LED 发光性能及可靠性,满足温度设计的需求。

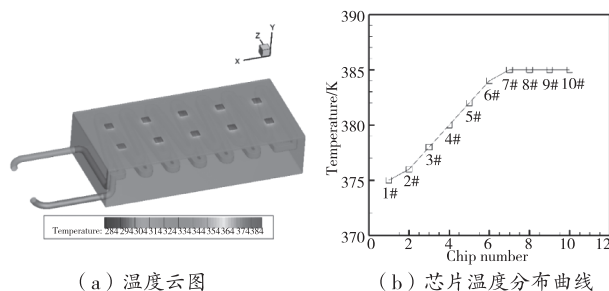


图 6 机载大功率 LED 模块水冷系统双层蛇形流道方案模拟结果

但是在水冷系统实际生产运行过程中,在考虑降温的同时,还要考虑水冷系统设计带来的压损情况,压损越高经济性越差,压损越低经济性能越好。为此,本文通过模拟结果导出压力数据,得到了 3 个模型的进水口和出水口压力分布情况。通过水冷系统的入口和出口压差计算可以得到,水路方案 1 弯型管路系统的压力差为 6300 Pa,水路方案 2 蛇形管路系统的压力差为 7000 Pa,改进设计方案 3 的双层蛇形流道的压力差为 8000 Pa,证明方案 3 在改进设计在散热效果提升的同时,压损有一定幅度的增加。

综合模拟结果可以得出,单层流道散热能力有限,靠近水流入口处芯片温度较低,靠近水流出口处的芯片温度升高较大,芯片间温差较大,影响 LED 模块性能。经优化改进的双层蛇形流道设计,靠近水流入口处温度较低,靠近水流出口处的芯片温度

升高较小,芯片间温差较小,更大限度减少对LED模块性能的影响。证明流道的改进设计对机载大功率LED水冷系统额定功率下的传热性能有较大改善,基本达到预期效果。

5 结论

本文运用CFD软件Fluent对机载大功率LED水冷系统额定功率下传热性能进行了预测及优化分析,通过3种设计模拟结果可以看出,单向流道设计出现温度分布不均匀,主要是由于入水口和出水口及流道设计不合理。通过优化设计后的双层蛇形结构水冷系统芯片温度的均匀性得到了较大的提高,使得芯片的温差低于 10°C ,而且其芯片工作温度分布较低,最高温度为 385 K ,可以最大限度提高LED的发光性能和使用效率,并且压损并没有相应大幅度的增加。通过模拟优化提出设计改进意见,缩短了系统水冷结构的设计周期、降低了研发成本,为机载大功率LED水冷系统的应用提供参考。

参考文献

- [1] 林鹏,刘昕.基于有限元分析法的UV-LED固化散热仿真研究[J].西安理工大学学报,2021,37(2):242-245.
- [2] 吴林枫,唐文婷,陈宝璠,等.大功率倒装单片集成LED芯片的自隔离散热技术[J].半导体技术,2021,46(7):565-571.
- [3] 朱晖,杨志刚,王国俊.基于圆环孔合成射流器的LED前照灯散热控制[J].同济大学学报(自然科学版),2020,48(2):257-263.
- [4] 夏国栋,程岳,黄素格,等.应用于LED散热一体化平板热管的传热性能[J].北京工业大学学报,2015,41(6):933-939.
- [5] 王永翔,万忠民,常华伟,等.多孔微热沉大功率LED阵列散热数值分析[J].工程热物理学报,2015,36(1):158-162.
- [6] 唐帆,郭震宁.LED太阳能散热器开缝交错设计[J].光学学报,2018,38(1):1-7.
- [7] 王丽岩,王钢,范冰丰,等.大功率隧道照明LED散热模拟及优化设计[J].机械设计与制造,2016(6):19-21.
- [8] 刘靖,王永翔,万忠民,等.基于多孔微热沉的大功率LED阵列散热实验及仿真优化设计[J].工程热物理学报,2015,36(9):2005-2009.
- [9] 丁彩红,张天宇,罗俊,等.大功率LED灯具散热器的优化设计研究[J].电子器件,2016,39(3):750-754.
- [10] 周俊杰,绳冉冉,李雪丽.大功率LED散热器的空气强制对流冷却研究[J].现代电子技术,2017,40(8):1-3.
- [11] 单龙,胡学功,王际辉,等.大功率LED散热器自然对流方向效应实验[J].发光学报,2019,40(6):781-787.
- [12] 李文铨,卓宁泽,朱月华,等.不同结构样式LED散热器的对比选用方法[J].半导体技术,2017,42(2):108-114.
- [13] 刘红,朋亚,杨梦,等.LED散热器热分析建模方法[J].半导体光电,2016,37(4):515-600.
- [14] 李杨,邹军,朱伟,等.三维发光LED灯片散热设计和测试研究[J].激光与光电子学进展,2015,52(11):1-5.
- [15] 朱永明,郑怀,罗小兵.双层基板LED车灯模块及其散热性能研究[J].工程热物理学报,2016,37(2):390-393.
- [16] 刘超,傅仁利,顾席光,等.芯片级LED封装光源结构散热性能的数值模拟[J].激光与光电子学进展,2016,53(12):1-10.
- [17] 唐帆,郭震宁,林介本,等.LED球泡灯的烟囱效应散热设计与实验[J].发光学报,2016,37(5):624-630.
- [18] 周驰,左敦稳,孙玉利,等.应用于LED肋片散热的均温板效果实验研究[J].微电子学,2015,45(1):136-139.
- [19] 倪笠,崔晓钰,马柯.大功率UV-LED固化灯水冷散热器[J].光电子技术,2016,36(2):130-134.

作者简介:王冬冬(1990-),男(汉族),安徽省蚌埠人,硕士,工程师,主要从事产品设计以及流体仿真工作。

收稿日期:2024-11-21

选区激光熔化铝基合金的熔池演化过程数值模拟^{*}

王安森,倪小南,赵 哲

(广东工业大学机电工程学院,广东 广州 510006)

摘 要:铝基合金增材制造的熔池演化过程显著影响构件成形质量,需要分析金属熔池演化的热动力学特征。本文建立了层流两相流和相场模型,对铝基合金选区激光熔化过程中的熔池演化特征、熔池界面驱动力、能量密度的影响进行了模拟分析。研究表明,金属粉末的 SLM 过程经历了熔化、坍塌和凝固等变化。汽化反冲压力、Marangoni 力和表面张力是熔池演化的 3 种主要驱动力。此外,熔池面积随激光能量密度的增加而增加,熔池寿命随扫描速度的降低而延长,过大的激光能量密度不利于熔池演化过程中的熔体稳定性。

关键词:选区激光熔化 铝基合金 数值模拟 熔池演化

中图分类号: TG146.2

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)04-0006-05

Numerical simulation of molten pool evolution during selective laser melting of aluminide-based alloy

WANG Ansen, NI Xiaonan, ZHAO Zhe

Abstract: The molten pool evolution process during the additive manufacturing of the aluminide-based alloy significantly affects the forming quality of the component. In this study, a laminar, two-phase flow and phase field model is established to simulate the molten pool evolution characteristics, the molten pool surface driving forces, and the effect of energy density during the selective laser melting of the aluminide-based alloy. The results show that the SLM process of the metal powder has undergone melting, collapse and solidification. The vaporization recoil pressure, Marangoni force and surface tension are the three main driving forces of the molten pool evolution. In addition, the area of the molten pool increases with the increase of the laser energy density, and the lifetime of the molten pool extends with the decrease of the scanning speed. Excessive laser energy density is not conducive to the melt stability during the molten pool evolution process.

Keywords: selective laser melting, aluminide-based alloy, numerical simulation, molten pool evolution

0 引言

选区激光熔化(Selective Laser Melting, SLM), 亦称激光粉末床熔融(Laser Powder Bed Fusion, L-PBF), 是金属增材制造领域的一项主流技术。作为一种集精确成形与高性能于一体的直接制造技术, SLM 具备研发周期短、设计自由度高、显著优势, 被视为金属及金属基复合材料(Metal Matrix Composites, MMCs)制备的重要技术途径^[1]。

在选区激光熔化(SLM)过程中, 涉及到一系列复杂的物理现象, 包括热传递、材料的相变以及相间作用等^[2]。该过程的快速成形特性表现为一个持续的熔化凝固循环, 这导致了显著的温度梯度和熔

池不稳定性。这种温度变化历史及熔池的动态演化直接影响微观结构的形成, 进而决定了构件最终的力学性能。SLM 过程在某种工艺参数下可能出现内部孔隙、高残余应力及裂纹敏感性等问题, 这些缺陷往往通过热处理仍然难以完全消除^[3]。SLM 构件的内部缺陷主要源于匙孔残留、熔体飞溅或未完全熔合等现象, 因此深入研究金属熔池演化过程的热力学行为至关重要。

目前, 尽管多数研究集中于加工工艺对熔池形态影响的探讨, 但熔池驱动力与其演化过程中的几何特征之间的量化关系仍不明晰。此外, 已有的研究主要聚焦于加工工艺对 SLM 构件性能的影响, 但熔池演化过程中的热力学特性仍不完全明了。据

此,本研究通过构建气液两相流物理模型来解析熔池的瞬态演化过程,旨在揭示 SLM 过程中熔池内部的热力学机理,为优化金属材料的 SLM 增材制造过程提供理论基础和技术支撑。

1 仿真模型构建

1.1 模型假设

选区激光熔化过程涉及金属颗粒的熔化、汽化及凝固等,属于涉及固态、液态和气态三相耦合的相变过程。由于材料的热物性参数在空间和时间上的高度非线性,并存在糊状区,为了便于计算,基于混合理论统一求解控制方程,并对物理模型做出以下假设^[4]:

(1)金属粉末颗粒被视为不透明介质,不考虑激光的反射和折射;(2)金属粉末材料具有各向同性特征,其物理性质与温度相关;(3)液态金属和气体视为不可压缩牛顿流体,且表现为层流流动;(4)固相和液相之间的糊状区被看作是各向同性的多孔介质;(5)由温度变化引起的浮力项使用 Boussinesq 近似进行计算。

1.2 控制方程

通过质量、动量和能量方程^[5]来实现 SLM 过程中的传热传质过程,守恒方程如式(1)-式(3)所示:

$$\rho \nabla \cdot (\vec{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = \nabla \cdot [-pI + \mu((\nabla \vec{u}) + (\nabla \vec{u})^T)] - \rho \vec{g} + \rho \beta (T - T_m) \vec{g} + \vec{F}_{Darcy} \quad (2)$$

$$\rho C_p^{eq} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p^{eq} \vec{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (3)$$

式中, ∇ 、 $\vec{u}$ 、 ρ 和 t 分别是梯度算子、速度、密度和时间。 p 、 μ 、 g 和 β 分别是压强、动力学粘度、重力加速度和热膨胀系数。上标 T 表示矩阵的转置, I 是单位矩阵。 T 、 T_m 、 F_{Darcy} 、 C_p^{eq} 和 k 分别是绝对温度、熔化温度、达西阻力、等效比热容和导热系数。

本研究使用热焓-孔隙率方法分析固液界面(即糊状区)。该方法使用相体积分数(g_l)的变化来描述固相与液相之间的糊状共存区域($0 < g_l < 1$),随着凝固的进行, g_l 从1逐渐减小到0,产生的达西阻力(F_{Darcy})为:

$$F_{Darcy} = -Kc \frac{(1 - g_l)^2}{(g_l^3 + B)} \vec{u} \quad (4)$$

$$g_l = \begin{cases} 0 & T < T_s \\ \frac{T - T_s}{T - T_l} & T_s \leq T \leq T_l \\ 1 & T > T_l \end{cases} \quad (5)$$

式中, K_c 和 B 是抑制糊状区速度的常数,分别取值为 $1E6$ 和 $1E-3$; T_s 和 T_l 分别是固相线温度和液相线温度。当糊状共存区域完全凝固时 g_l 减小为0,达西阻力达到最大。

考虑到在熔化和凝固过程存在相变潜热,潜热的吸收和释放将影响金属熔池的温度和体积。这里,采用等效比热容法^[6]来处理相变潜热的影响,式(3)中的等效比热容表示为:

$$C_p^{eq} = C_{pmet} + L_f \times \frac{1}{\Delta T \sqrt{\pi}} e^{-\left(\frac{T-T_m}{\Delta T}\right)^2} \quad (6)$$

式中, C_{pmet} 是金属固体的比热容, L_f 是熔化潜热, ΔT 是固相线温度与液相线温度的差值。

激光热源按照高斯面热源的形式给定,激光的热输入和热损失如下:

$$Q_{laser} = \frac{2AP_{laser}}{\pi r_0^2} \exp\left(-\frac{2r_1^2}{r_0^2}\right) \delta(\phi) \quad (7)$$

$$Q_{loss} = \{h_c(T - T_0) + \sigma_r k_b(T^4 - T_0^4) + L_v \dot{m}\} \delta(\phi) \quad (8)$$

式中, A 是激光吸收率, P_{laser} 是激光功率, r_0 是激光光斑半径, r_1 是材料表面某一点到激光光斑中心的径向距离。

2 计算域和模拟设置

为节约计算资源,采用二维对称计算域进行数值模拟,如图1所示。计算域内所有壁面设置为速度无滑移条件,初始温度设定为300 K。底部壁面应用绝热边界条件,周围壁面采用对流换热边界条件,对流换热系数 h_c 设为 $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$,其余边界设置为1atm压力的出口条件。为精细捕获粉末熔化后局部流场的细节,粉末颗粒附近区域进行了网格细化处理,如图1(b)所示。整个计算域共包含约8.83万个网格单元。

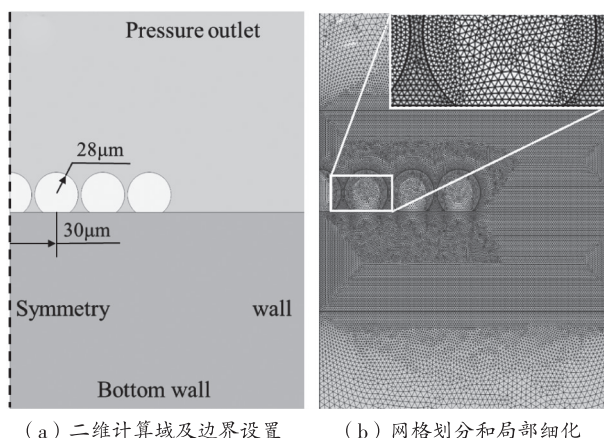


图1 计算域和网格

为了探索熔池热力学行为的影响因素,设计了激光功率和扫描速度组合参数下的线能量密度 (Linear energy density, LED)^[7]用于数值模拟分析,如表1所示。

表1 用于数值模拟的工艺参数组合

Test specimen	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
Laser power, P/W	300	350	300	250	300
Scanspeed, $V/(mm/s)$	1200	1800	1800	1800	2400
LED/ (J/m)	250	194.4	166.7	138.9	125

本研究通过 Comsol Multiphysics 6.0 软件建立 SLM 物理模型,采用层流两相流和相场法对单一材料的 SLM 过程进行数值模拟。为提高计算效率,采用 Comsol 中的 PARDISO 求解器进行多核并行计算。

3 结果与讨论

3.1 熔池演化特征分析

熔池内部流动状态的分析对于理解熔池演化的动力学机制至关重要。熔池的对流运动不仅受到液态金属本身粘度的影响,而且由多种外部力量(包括汽化反冲压力、Marangoni 力、表面张力、重力及浮力等)共同作用而驱动。特别是前三种力在熔池演变过程中起着关键作用^[8]。

图2是300 W-1800 mm/s工艺参数下,在0至75 μs 时间内的熔池演化过程。随着激光热源移动以及金属粉末表面能量逐步增加,粉末表面开始熔化并坍塌(15 μs)。当熔池表面积累的能量充足,温

度升至汽化温度 2338 K 以上时,汽化反冲压力引发熔池界面下凹(30 μs)。从30 μs 至45 μs 的速度矢量图可以观察到,金属熔体在向下移动的同时,匙孔深度逐渐增加。到了60 μs 时刻,汽化反冲压力消散,此时金属熔体在重力和表面张力的共同作用下开始回流,此过程持续至90 μs ,最终部分匙孔在熔池内闭合形成孔隙缺陷。此外,一些粉末间的环境气体也可能夹带在熔池中移动,若未能及时排出,则会形成气孔缺陷。

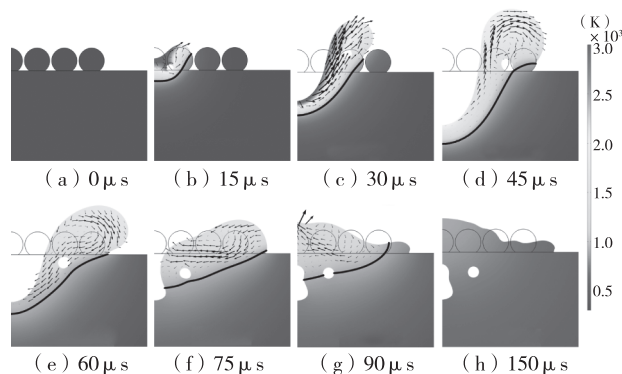


图2 熔池演化过程中的温度云图、速度矢量和气泡迁移过程

图3进一步展示了熔池与环境气体的同步运动过程。在30 μs 时刻,熔池界面在汽化反冲压力的作用下迅速下凹,这一过程也促使气体快速向下移动。随后,在45 μs 之后,随着反冲压力的逐渐减弱,金属熔体开始回流,与此同时,环境气体向上运动。在75 μs 时,可以观察到熔池上方形成了一个大型的涡旋流,且速度极高。这一分析说明,严重的匙孔现象会导致金属熔体及环境气体的剧烈运动,从而对熔池的稳定性产生负面影响。

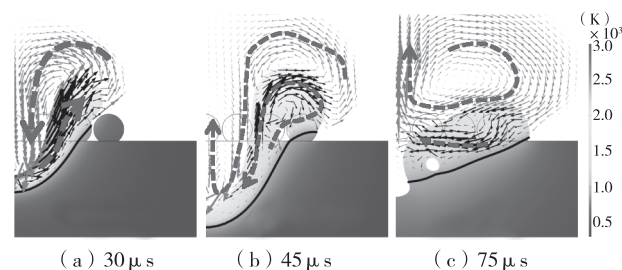


图3 熔池与环境气体的同步运动过程

3.2 熔池界面的驱动力

金属熔池的热力学演化行为受多种外力的影

响,包括汽化反冲压力、Marangoni 力、表面张力、重力及浮力等,这些力共同决定了熔池的凝固形态。

本研究对 3 种主要驱动力进行了量化分析,如图 4 所示。汽化反冲压力的作用区域较小,仅影响熔池底部的一小区域,如图 4(a)所示。Marangoni 力存在于温度梯度较大的区域,主要作用于熔池尺寸的一半范围内,如图 4(b)所示。表面张力的作用范围更广,几乎覆盖所有的气液界面,如图 4(c)所示。

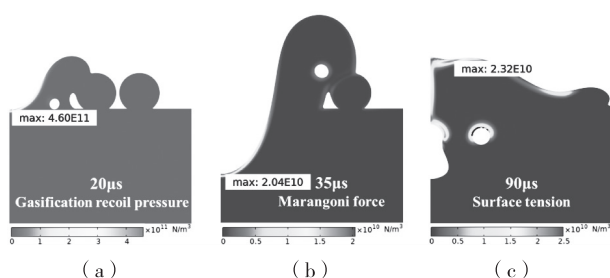


图 4 熔池气液界面处 3 种驱动力的分布和大小

由平均驱动力和最大驱动力随时间的变化曲线(图 5、图 6)可看出,汽化反冲压力仅出现在熔池演化初期,当激光热源移开后迅速消失。与此相比,Marangoni 力和表面张力在熔池的整个生命周期内均有作用,其中表面张力更大,且在熔池演化的中后期起主导作用。

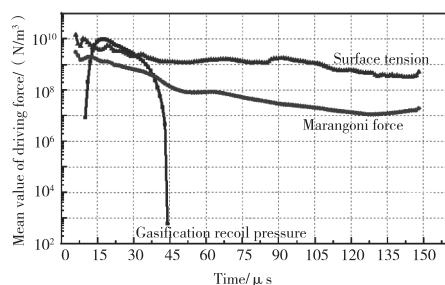


图 5 熔池演化过程中驱动力的平均值随时间的变化

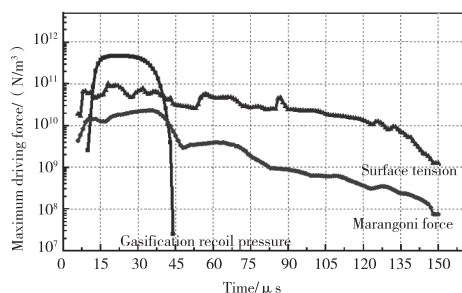


图 6 熔池演化过程中驱动力的最大值随时间的变化

3.3 能量密度对熔池演化的影响

熔池演化过程包含几何形貌、孔隙缺陷和液面不稳定性等特征,这些特征的变化与激光能量密度密切相关。通过对表 1 中各个工艺参数的 SLM 数值模拟,进一步对比了不同激光能量密度下的熔池演化特征。

为探究不同工艺参数组合对熔池演化过程的影响,分析了熔池面积和熔池液面高度随时间的变化情况。图 7 表明,熔池演化过程中金属粉末的熔化面积峰值随激光能量密度(LED)的降低而减小,其中 Case1 条件下的熔池面积明显较大,这与较大的匙孔在熔池内部滞留相关。熔池面积降至零的时刻反映了熔池的寿命,熔池寿命随扫描速度的降低而延长。由于 Case2 至 Case4 的扫描速度均为 1800 mm/s,它们的熔池寿命都约为 160 μ s。因此,激光能量密度和扫描速度分别是影响熔池面积和熔池寿命的关键因素。

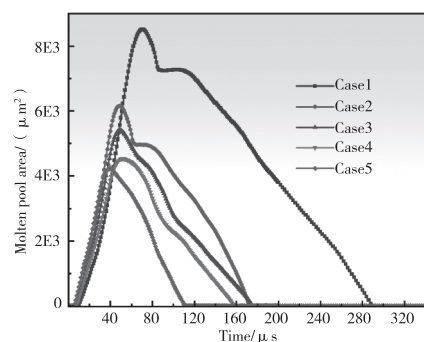


图 7 熔池面积随时间的变化

熔池液面高度的变化反映了激光热源与熔池驱动力的综合作用,同时也体现了熔池的稳定性。熔池液面高度是通过在二维计算域中监测对称轴处液相体积分数等于 0.5 的位置确定的。如图 8 所示,熔池液面经历了下凹、上升和振荡三个阶段,这与 Scharowsky 等人^[9]在电子束熔融实验中利用高速相机捕捉到的振荡现象相似。Case1 的下凹深度可达约 100 μ m,随激光能量密度(LED)的增加而加深,液面抬升的时刻随 LED 的增加逐步延后;特别是在 Case2 中,由于下凹后立即凝固形成开口形态,未出现液面抬升。在高 LED 的 Case1 中,液面抬升十分迅速,几乎呈直线上升,而在较低 LED 的 Case4 和 Case5 中,液面抬升速度更为平缓。此外,Case1 中

液面振荡持续时间最长,这可能对熔池凝固后的表面平整度产生不利影响,因此,从改善表面粗糙度的角度而言,应避免在 SLM 过程中使用过高的 LED。

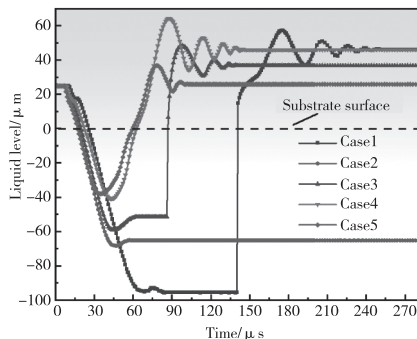


图 8 熔池液位随时间的变化

4 结论

本研究通过建立用于选区激光熔化过程的数值仿真模型,基于 SLM 过程中的熔化与凝固等传热传质现象,对铝基材料 SLM 过程中的热力学行为进行了深入分析,得到以下主要结论:

(1) 金属粉末在 SLM 过程中经历了熔化、坍塌和凝固成形等演化过程。熔池演化过程中产生的凹陷匙孔是造成构件内部孔隙的主要原因,此外,环境气体也有可能滞留在熔池内部形成缺陷。

(2) 熔池演化受到汽化反冲压力、Marangoni 力以及表面张力等 3 种主要驱动力的影响。汽化反冲压力是导致形成匙孔及熔池液面不稳定的主要因素。汽化反冲压力的作用时间较短,相反,表面张力和 Marangoni 力在整个熔池生命周期内持续作用,尤其在熔池中后期,较大的表面张力显著影响熔池液面波动。

(3) 熔池面积随激光能量密度的增加而增加,熔池寿命随扫描速度的降低而延长。熔池液面的凹陷深度和震荡幅值及时间,均随激光能量密度的增加而增加,过大的激光能量密度不利于熔池演化过程中的熔体稳定性。

参考文献

[1] 朱浩文,刘文才,蒋志达,等. 选区激光熔化成形铝合金材料体系研究进展[J]. 中国有色金属学报,2024,34(1):1-24.

[2] PANWISAWAS C, TANG Y T, REED R C. Metal 3D printing as a disruptive technology for superalloys[J]. Nature communications, 2020, 11(1):2327.

[3] KOTADIA H, GIBBONS G, DAS A, et al. A review of laser powder bed fusion additive manufacturing of aluminium alloys: microstructure and properties[J]. Additive manufacturing, 2021, 46:102155.

[4] TSENG C C, LI C J. Numerical investigation of interfacial dynamics for the melt pool of Ti-6Al-4V powders under a selective laser[J]. International journal of heat and mass transfer, 2019, 134:906-919.

[5] TANG P, XIE H, WANG S, et al. Numerical analysis of molten pool behavior and spatter formation with evaporation during selective laser melting of 316L stainless steel[J]. Metallurgical and materials transactions B, 2019, 50(5):2273-2283.

[6] COURTOIS M, CARIN M, MASSON P L, et al. A new approach to compute multi-reflections of laser beam in a keyhole for heat transfer and fluid flow modelling in laser welding[J]. Journal of physics D: applied physics, 2013, 46(50):505305.

[7] 王磊,郭锐,丛佳琦,等. 工艺参数对选区激光熔化 316L 不锈钢缺陷的影响[J]. 激光与光电子学进展, 2023, 60(5):172-179.

[8] MARKL M, KOERNER C. Multiscale modeling of powder bed-based additive manufacturing[J]. Annual review of materials research, 2016, 46:93-123.

[9] SCHAROWSKY T, OSMANLIC F, SINGER R F, et al. Melt pool dynamics during selective electron beam melting[J]. Applied physics A, 2014, 114(4):1303-1307.

基金项目:广州市基础与应用基础研究项目(202201010393)。

作者简介:王安森(1999-),男,硕士研究生,研究方向:金属及金属基复合材料激光增材制造。

收稿日期:2024-08-15

翼身连杆机翼的飞行载荷实测

朱玉雯,高腾龙,唐 宁

(中国飞行试验研究院,西安 陕西 710089)

摘要:飞行载荷是验证飞机结构设计合理性与安全性的重要依据之一,通常采用应变法测量关键部位的飞行载荷。针对飞机机翼与翼身采用连杆连接的结构形式,首先对连杆结构进行受力分析,对翼身连杆完成应变计改装,通过地面载荷校准试验得到载荷方程,根据载荷方程计算得到连杆处的飞行载荷,并与翼面多个剖面处载荷进行分析对比,为连杆结构的载荷/强度设计提供参考。

关键词:翼身连杆 机翼 载荷 飞行试验

中图分类号:V217+.32

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0011-04

Experimental measurement of flight loads of wings with wing-body connecting rods

ZHU Yuwen, GAO Tenglong, TANG Ning

Abstract: Flight load measurement is crucial for verifying the rationality and safety of aircraft structural design. The strain gauge method is commonly employed to measure the flight loads at critical locations. This study focuses on the wing-body connecting rod structure, performs force analysis of the rod, and modifies its strain gauge. The load equation is derived through ground calibration tests. The flight loads at the connecting rod are calculated based on the equation and compared with the loads at multiple airfoil profiles. The results can provide reference for the load and strength design of the connecting rod structure.

Keywords: wing-body connecting rods, wing, load, flight test

0 引言

机翼作为飞机的主升力面结构,其翼面载荷形成的剪力通过翼盒从翼梢传递至翼根,最终由翼身连接接头将载荷传递至机身。根据CCAR-25部的明确规定^[1],除非能够证明确定受载情况的方法可靠,否则用以确定载荷大小和分布的方法必须通过飞行载荷测量来验证。目前,应变法是进行载荷测量的主要方法,针对不同构型的机翼飞行载荷测量,研究人员已开展了大量工作。

李亚南等^[2]对一种根部加强的双梁机翼进行了飞行载荷测量研究,发现加强墙电桥剪力计算结果有所增大,但弯矩计算结果无明显变化趋势,这主要与结构传力路径有关。陈致名等^[3]对复杂结构飞行器的飞行载荷建模方法进行了研究,通过迭代提高了载荷模型的精度。高腾龙等^[4]针对中央肋

对接平尾结构,采用直接测量法和提出的唯象法对其非对称弯矩载荷进行测量,分别建立了两种测量方法的非对称载荷模型,并对它们的适用性和准确性进行了研究。这些研究为飞机结构优化与强度分析提供了重要的理论支持和数据基础。

然而,针对翼身连杆连接的特殊构型(左右机翼通过连杆与中央机身连接),其结构虽具备传力路径清晰、空间利用率高及维护便捷等优势,但载荷传递特性尚未明确。现有研究普遍以机翼根部应变剖面载荷为最大总载荷^[5],但根剖面载荷与连杆传递载荷存在差异。为此,本文首次结合结构受力分析、应变计改装、载荷标定与飞行实测,系统研究翼身连杆至翼梢的飞行载荷分布。

1 结构分析

针对连杆结构进行受力分析,确定载荷的传递

路径,以明确应变计改装的位置。通过多维杆系连接设计,机翼载荷经连杆以拉/压形式传递至机身。连杆两端结构为球轴承与螺栓连接,所有杆均可作为二力杆。以右机翼为例,如图1所示,经分析可得:航向力(F_x)由航向杆传递,侧向力(F_y)由侧向杆传递,法向力(F_z)主要由垂向杆传递,其中,航向杆也参与传递一部分法向载荷,弯矩通过杆之间的差动平衡传递。连杆的结构尺寸按连杆系统完整时的极限载荷,以及单根破损时的限制载荷进行设计。单根连杆破损时,其余连杆均可承受破损安全载荷。分析表明:侧向杆基本上不承担剪力载荷,而垂向杆和航向杆共同传递法向剪力。

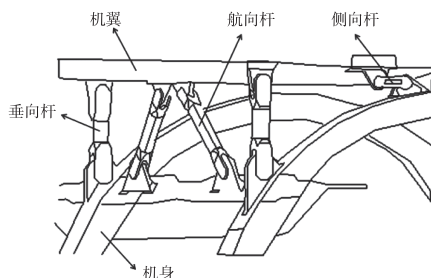


图1 右侧翼身连杆传力示意图

2 载荷方程建立

基于应变法^[6]及线性叠加原理建立载荷方程:

$$L = Q_{i1}\varepsilon_1 + Q_{i2}\varepsilon_2 + \cdots + Q_{ij}\varepsilon_j + \varepsilon_0 \quad (1)$$

其中, L 代表载荷; Q 和 ε 分别是载荷方程系数和应变计响应值; ε 的下标是电桥序号; Q 的下标中,第一个数字 i 表示不同类型的载荷,如剪力、弯矩等,第二个数字 $1 \sim j$ 代表电桥序号; ε_0 为常数项。

为了更准确地得到电桥响应状态,初始状态下的电桥应变与校准载荷均进行清零处理,则 $\varepsilon_0 = 0$,若存在不少于 j 个无关加载工况,由最小二乘法可解出 $Q_1 \sim Q_j$,建立完整的载荷方程,在飞行试验中通过测得的电桥响应 $\varepsilon_1 \sim \varepsilon_j$,可以得到对应剖面的载荷。

建立载荷方程时,试验工况包括建模工况与验模工况。通常,对于任一剖面,建模工况数一般大于电桥个数,由此,解线性方程可以得到多组解,根据误差分析对电桥进行筛选,筛选所用工况称为验模工况。误差计算公式(2)如下:

$$\Delta = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (L_j - \sum_{i=1}^m k_i \varepsilon_{ij})^2}{\sum_{j=1}^n L_j^2}} \quad (2)$$

其中, L 代表不同载荷, n 为验模工况的个数, L_j 为 j 工况的加载载荷, ε_{ij} 为第 j 个检验工况下第 i 个电桥的响应。通过设置截断误差,对得到的若干个载荷方程进行筛选。

3 载荷校准试验与分析

3.1 应变计改装

机翼结构简图如图2所示。机翼盒段为主要承力结构,油箱分布在盒段内。为了测得飞行载荷沿翼展的分布,从翼身连杆至翼梢处,设置近似均匀分布的改装剖面。图2为右机翼,在剖面上分别完成应变计改装。对于RW0剖面,由翼身连杆的初步受力分析情况,应变计改装电桥分别命名为VTBER1/2、CTBER1/2和HTBER1/2。每根连杆改装1路通道,共计6路应变通道。单根杆的应变计布置位置见图3,垂向和航向杆改装位置均位于棒状段的中部,侧向杆改装位置位于连杆中部。对于机翼翼面剖面1~剖面5,命名为RW1~RW5,分别在腹板、缘条位置改装剪力、弯矩电桥。

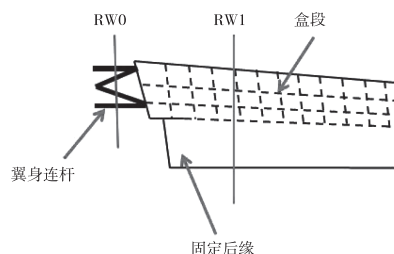


图2 右机翼应变计改装剖面分布

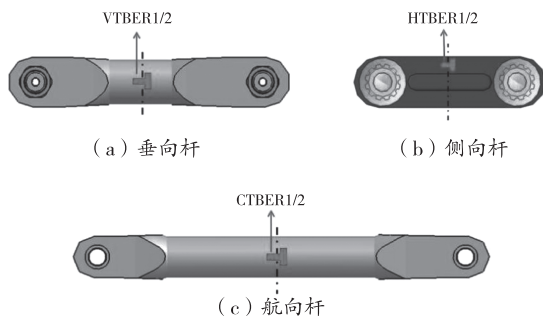


图3 翼身连杆应变计布置

3.2 地面校准试验

地面载荷校准试验中,在机翼固定加载点位上施加载荷,按照压心均匀分布在机翼面、载荷量级递增原则,确定加载载荷工况。对于单个工况,如图4所示,采用分级加载的原则,首先是50%载荷值的预加载,然后是两个循环的正式加载,根据被加载部件的限制载荷决定加载载荷最大值。采用对称加载模式,单侧机翼设置18个加载点,总工况72组,每个加载工况可以选择单个加载点或者多个加载点同时加载,如表1所示,最少加载点数为单点,最多加载点数为十点。

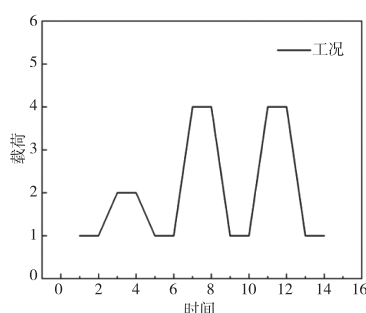


图4 校准试验加载工况示意图

表1 地面校准试验加载工况分布

总工况数	单点	两点	三点	四点	五点	六点	八点	十点
72	18	6	2	20	2	15	7	2

加载过程中,改装后的载荷电桥均输出应变响应。通过建立载荷方程,得到应变与载荷之间的对应关系,同时为确认校准试验的正确性,对各电桥沿机翼展长的响应系数进行分析。在受到一定的作用力下,标准的应变计电桥响应趋势为,剪力电桥随着机翼展长的增加,保持定值;弯矩电桥随着展长的增加,线性增长。

分析电桥的响应模式与变化趋势,同时对应变数据的有效性进行判断,便于更好地筛选建模工况。根据不同压心工况电桥响应系数分析,可以得到RW0剖面各电桥沿机翼相对展长的响应系数变化,如图5所示,所计算响应系数结果经过归一化处理。结果表明,VTBER1与VTBER2的响应系数较小,CTBER1与CTBER2的响应系数较大且变化趋势较为明显,特征接近于剪力电桥与弯矩电桥的耦合。此外,因为CTBER1电桥在多点工况中的响应出现

加卸载回环现象,同时侧向电桥HTBER1与HTBER2线性拟合程度极低,所以方程建模时不考虑侧向杆上的电桥。

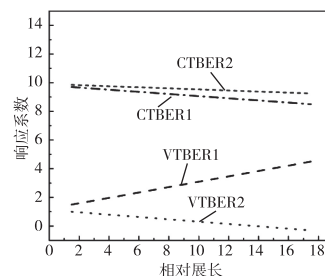


图5 RW0剖面应变计电桥响应系数分析(归一化)

3.3 载荷方程

计算载荷方程,剪力方程误差较小,均在5%以内。根据公式(1),得到的右侧机翼剪力载荷方程的系数如表2所示,共3个方程,参与方程建立的电桥数分别为4、3和2个。根据公式(2)得到不同方程的误差,综合考虑误差和电桥响应情况,选取VTBER1、VTBER2与CTBER2三个电桥建模验模,误差为3.03%,因此,以公式(3)作为计算飞行载荷的载荷方程,其中, F 为剪力, ε_1 、 ε_2 与 ε_3 分别为VTBER1、VTBER2与CTBER2在飞行中的应变。

$$F = -0.12\varepsilon_1 - 0.09\varepsilon_2 - 0.04\varepsilon_3 \quad (3)$$

表2 右机翼剪力载荷方程系数与误差

方程	电 桥						误差 /%
	VTBER1	VTBER2	CTBER1	CTBER2	HTBER1	HTBER2	
1	-0.12	-0.09	0.01	-0.05	0.00	0.00	3.03
2	-0.12	-0.09	0.00	-0.04	0.00	0.00	3.03
3	-0.13	-0.09	0.00	0.00	0.00	0.00	4.19

4 飞行试验验证与分析

飞行试验的目的是通过获得的电桥响应与载荷方程,得到飞行过程中结构所承受的真实载荷。机翼剖面外结构可以等效为在剖面处固定的悬臂梁^[3],载荷方程计算得到的是剖面外承受的总力,即传递至对应剖面处的,机翼受到的气动载荷与惯性载荷共同作用下的总载荷。

$$K = Q - N \quad (4)$$

其中, K 是机翼剖面外部分承受的总力, Q 是机翼剖面外气动力, N 是机翼剖面外油箱与机翼所受重力。

将飞行试验中得到的应变数据代入到载荷方程,即可得到飞行过程中机翼上的载荷分布。飞行试验中采用不同的试验工况,改变飞行高度、马赫数,得到不同参数下的各剖面外飞行载荷。

选取机动平衡科目的2个动作点作为典型工况,带入公式(3)得到各剖面飞行载荷曲线,如图6和图7所示。图6和图7为不同飞行状态下的机动平衡试验,所计算载荷结果经过归一化处理。结果表明,从翼梢至翼身连杆处,飞行载荷呈现逐渐增大的趋势,符合对于飞行载荷认识的客观规律,证明了载荷方程的可靠性。

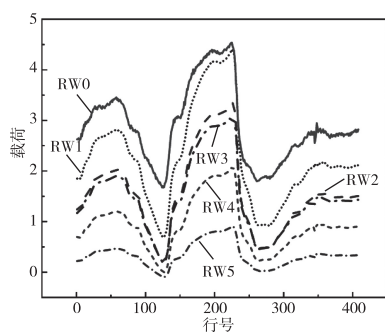


图6 工况一机翼载荷分布(归一化)

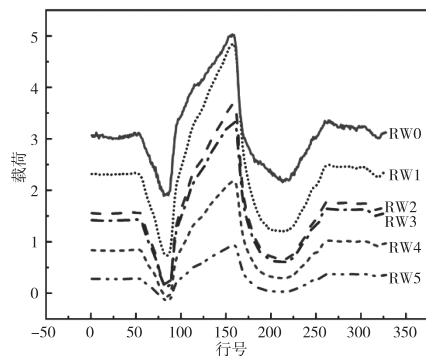


图7 工况二机翼载荷分布(归一化)

5 结论

通过上述分析,可以得到以下结论。

1) 本文首次针对翼身连杆结构,通过应变计改装与地面载荷校准试验得到连杆处的载荷方程,根据应变计电桥的响应分析结果,综合考虑方程误差和应变计响应情况,选取VTBER1、VTBER2与CTBER2这3个应变计建模验模,误差为3.03%,满足工程需求。

2) 基于大重量机动平衡试验数据,对比RW0剖面与翼面5个剖面的剪力载荷分布,结果表明:飞行载荷从翼梢至翼身连杆处呈递增趋势,与理论预期一致,验证了载荷方程的有效性及试验方法的工程适用性。

参考文献

- [1] 中国民用航空局. 中国民用航空规章:CCAR-25-R4[S]. 2011.
- [2] 李亚南,何乐儒,李志蕊. 一种根部加强的双梁机翼飞行载荷测量研究[J]. 航空科学技术,2018,29(2):25-29.
- [3] 陈致名,唐宁,范华飞. 复杂结构飞行器的飞行载荷建模方法研究[J]. 航空工程进展,2022,13(2):45-50.
- [4] 高腾龙,孟敏,何发东,等. 中央肋对接平尾结构非对称载荷测量技术[J]. 力学与实践,2023(3):551-558.
- [5] 刘佳玮. 基于深度学习的机翼载荷计算方法研究[D]. 北京:北京信息科技大学,2022.
- [6] 李文龙,吴波,谢帅. 有起落架布置的翼身整体结构机翼载荷测量技术[J]. 航空学报,2024,45(1):259-266.

作者简介:朱玉雯(1997-),女,工程师,研究方向:飞行载荷与强度。

收稿日期:2025-01-09

高可靠性无刷轴流风机设计与研究

豆旺^{1,2}, 杨林^{1,2}

(1. 贵州航天林泉电机有限公司, 贵州 贵阳 550081; 2. 国家精密微特电机工程技术研究中心, 贵州 贵阳 550081)

摘要:无刷轴流风机属于风机的一种,具有体积小、风量大、效率高、噪声低、易维修等优点,被广泛应用于雷达设备散热。本文以一款无刷轴流风机为例,提出轴与叶轮一体式铸造成型、磁钢采用多极磁环、电枢绕组采用静电喷涂工艺、电枢整件浸环氧树脂烘干绝缘漆的高可靠性设计方法,利用仿真软件完成风机气动、电磁、热、力学数值模拟校核,最后通过搭建高温寿命、振动及冲击试验台验证产品设计的合理性,为后续风机的设计与优化提供参考依据。

关键词:无刷轴流风机 高可靠性 数值模拟 试验验证

中图分类号:TH432.1

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0015-05

Design and analysis of high-reliability brushless axial-flow fan

DOU Wang, YANG Lin

Abstract: The brushless axial-flow fan is a kind of fan, which has the advantages of small volume, large air volume, high efficiency, low noise, easy maintenance, etc., and is widely used in radar equipment heat dissipation. Taking a brushless axial-flow fan as the example, this paper proposes a high-reliability design, in which the shaft and impeller are cast in one piece, the magnetic steel adopts multi-pole magnetic ring, the armature winding adopts electrostatic spraying process, and the whole armature is dipped in epoxy resin baking insulating paint. The simulation software is used to complete the pneumatic, electro-magnetic, thermal and mechanical numerical simulation of the fan. Finally, the reasonableness of the product design is verified by setting up a high-temperature life, vibration and impact test platform. This study serves to provide reference for the subsequent design and optimization of the fan.

Keywords: brushless axial-flow fan, high reliability, numerical simulation, test verification

0 引言

无刷轴流风机具有体积小、风量大、效率高、噪声低、易维修等优点^[1],被广泛应用于雷达设备散热。轴流风机的概念与发展可追溯至19世纪,经过百余年的发展,国外已涌现出一批优秀的风机制造商如德国的 ebmpapst、法国的 LMB、美国的 ametek rotron 等,上述企业在全世界风机领域处于领先地位。相较于国外风机,国内风机在技术成熟度及可靠性方面与其存在一定的差距,导致国内风机的生产制造不及国外知名企业。

针对国内风机技术成熟度及可靠性方面存在的不足,本文以一款无刷轴流风机为例,在保证风机性能的前提下,开展高可靠性无刷轴流风机设计工作,

利用 ANSYS 软件完成风机气动、电磁、抗力学性能仿真校核,并利用 Motor-CAD 软件完成驱动电机热仿真校核,最后通过生产样机搭建高温寿命、振动及冲击试验台验证产品的高可靠性。

1 设计方法

无刷轴流风机主要由风筒、扇叶、轴承、防尘盖、衬套、预紧弹簧等组成,风机结构外形图如图1所示,工作原理为风机通电扇叶旋转,旋转的扇叶使风机进风口产生压差

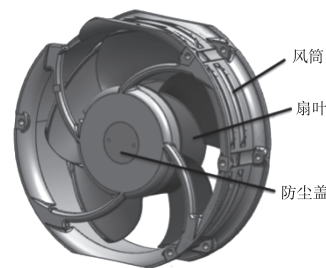


图1 风机结构外形图

进而使气体沿轴向输出,将电能转换为风能^[2]。

风机主要性能参数及环境适应性要求如表 1 所示。

表 1 风机主要性能参数及环境适应性要求

参 数	数 值	单 位
额定电压	24	VDC
基准转速	9000(±5%)	r/min
工作电流	≤6.4	A
最大静压	≥1000	Pa
最大风量	≥900	m ³ /h
外形尺寸	φ165×40	mm
高温寿命	≥1000	h
振动	1.92	g ² /Hz
冲击	20	g

通过表 1 可知,风机需在功率限值的条件下具备一定风量风压的同时还需要保证高可靠性,即通过环境温度 70 ℃ 至少 1000 h 的高温寿命试验;频率 5~2000 Hz,功率谱密度 1.92 g²/Hz,每轴向 10 h 的振动试验;后峰锯齿波,时间 11 ms,峰值加速度 20 g 的冲击试验。

针对以上风机特点,在保证性能满足要求的前提下,采取如下措施提高风机可靠性。

1) 转子采用轴与扇叶一体式铸造成型,如图 2 所示,相较于传统的轴与叶轮过盈压装,可靠性更高。

2) 磁钢选用性能稳定的多极磁环,如图 2 所示,磁环一体式成型^[3],相较于传统的外转子电机,省掉了磁轭设计,转子重量减轻,可靠性提高。

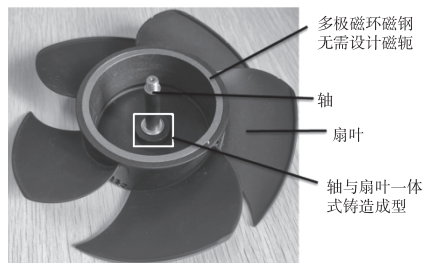


图 2 优化后的风机转子

3) 采用静电喷涂工艺喷涂环氧粉末作为电枢绕组绝缘,电枢整件浸环氧脂烘干绝缘漆,浸漆能够

充分填充绕组和绝缘内部空隙并形成一层致密、光滑而连续的漆膜,提高可靠性,如图 3 所示。

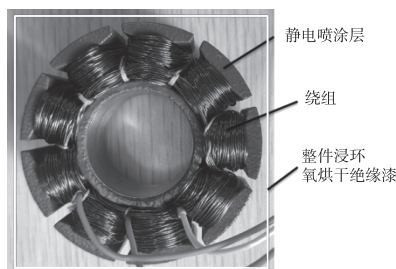


图 3 优化后的风机电枢

2 仿真校核

2.1 气动仿真校核

建立风机流体域模型,为了确保流体介质在流动过程中能够更加充分、均匀,减少介质在整个过程产生的流动损失,在动叶进口端与出口端增加延长段^[4]。其中,进口延长段为 4 倍的进口风力直径,出口延长段为 5 倍的出口风力直径。边界条件:进口设置为压力进口(Pressure Inlet),出口设置为压力出口(Pressure outlet),叶轮的转速为 9000 r/min。为了节约计算资源,将结构简单的进出口延长段进行结构化网格划分,结构复杂的动叶进行非结构化网格划分,风机整体计算域如图 4 所示。

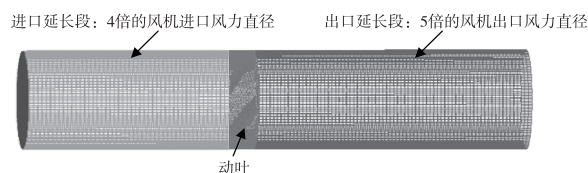


图 4 整体计算域及网格划分

数值模拟结果表明,风机内部流体流动规律合理,没有明显突变流场出现,沿叶轮径向与轴向速度与压力分布符合轴流风机特点,风机进出口截面平均总压压升达到设计值,如图 5 所示。

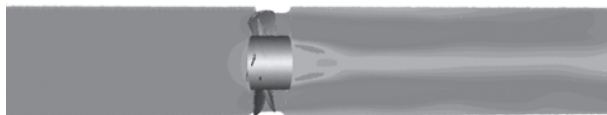


图 5 轴向速度分布图

图 6 为叶轮压力面和吸力面的压力分布云图。

通过观察可以发现,吸力面压力分布梯度较小,压力面压力分布梯度较大。压力面和吸力面的进口段出现明显的压差,以及在吸力面的压力分布中,靠近轮缘区域的压差分布无序。这是因为空气进入叶轮后与叶片进口端面发生冲击,并因此与叶片发生分离。

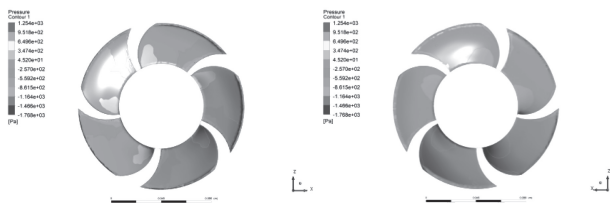


图6 叶轮压力面(左)与吸力面(右)的压力分布云图

仿真校核的结果,风机转速 9000 r/min,最大流量 907.07 m³/h,最大压力 1180.26 Pa,见图7,设计结果满足气动要求。

Max	(pascal)
body-yelun	1180.2627
Volumetric Flow Rate	(m3/s)
outlet	0.25196575

图7 最大流量和最大压力仿真结果

2.2 电磁仿真校核

建立电机二维有限元分析模型,对模型进行网格划分,并进行电磁场有限元仿真,如图8所示。

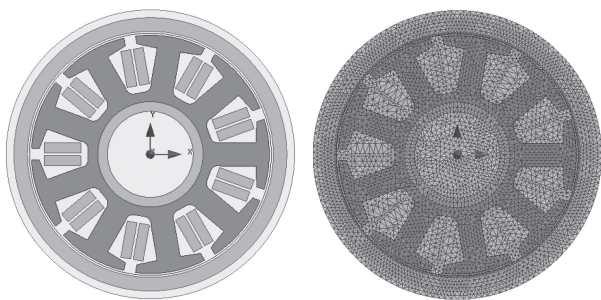


图8 电机有限元(左)及网格(右)模型

电机空载时的磁密云图如图9所示,齿磁密最大约为 1.44 T,电枢冲片无局部饱和,有利于降低电机铁损,减小电机空载电流。

电机在额定工作点下的仿真结果见图10、图11,转速 9322 r/min,输入电流 6.13 A,设计结果满足要求。

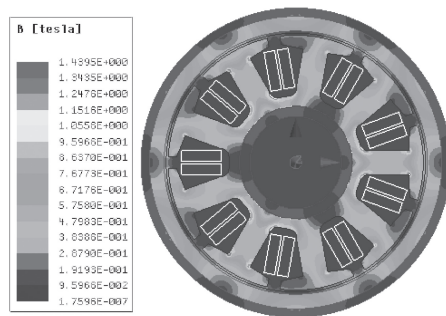


图9 电机磁密云图

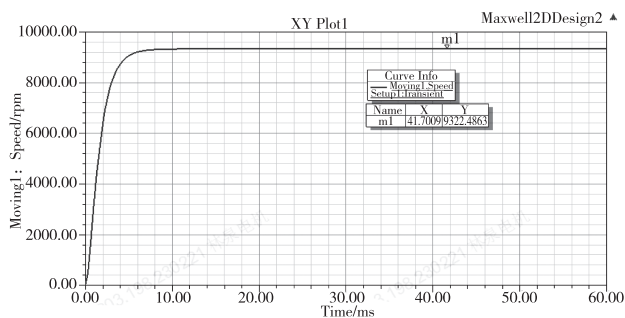


图10 电机额定转速-时间曲线

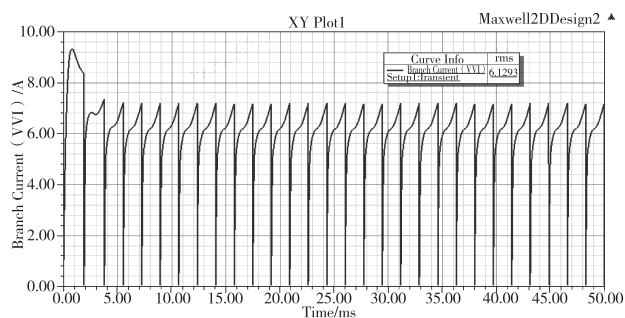


图11 电机额定电流-时间曲线

2.3 热仿真校核

电机为风机运行过程中的主要热源,需要考虑电机的发热情况,设计时避免电机温升过高使绝缘下降,影响风机的寿命^[5]。

根据指标要求,风机需要在+70℃极限高温环境下进行 1000 h 的寿命试验。利用热仿真软件按电机损耗进行模拟仿真,在这里进行加严考核,设定电机工作环境温度为 85℃,电机通过机壳表面与空气对流换热和辐射散热。工作 1 h 后,电机温升分布计算结果见图12、图13,最高温度在绕组上仅为 110.6℃,小于电机绝缘等级的耐受温度以及轴承

的工作温度要求,因此电机热负荷满足实际使用需求。

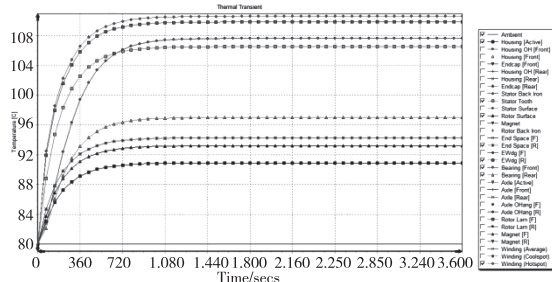


图 12 电机升温曲线分布图

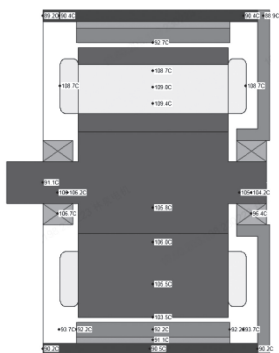


图 13 电机轴向温度分布图

2.4 力学仿真校核

2.4.1 模态仿真

风机的动态特性对风机的工作稳定性有着重要影响,转子作为风机的旋转部位,其振动会造成共振或疲劳失效,破坏风机结构,导致风机性能整体变差。对风机进行模态分析能够确定结构的固有频率和振型,了解风机振动模态参数及临界转速等动态特性,预测转子和其他部位发生动态干扰的可能性,从而合理地选用各结构件材料的刚度,避免共振。

建立风机结构模型,按实际所选材料设置各部分材料,按装配情况选择接触面类型,增加约束,转子施加 9000 r/min 的基准转速,仿真得到风机的前 6 阶频率和对应的模态振型云图,图 14 为选取的一阶与六阶模态振型云图。

电机转速与频率的公式如式(1)所示:

$$n = \frac{60f}{p} \quad (1)$$

式中: n 为转速, f 为频率, p 为极对数。

通过计算得风机转子的工作频率范围为 0 ~

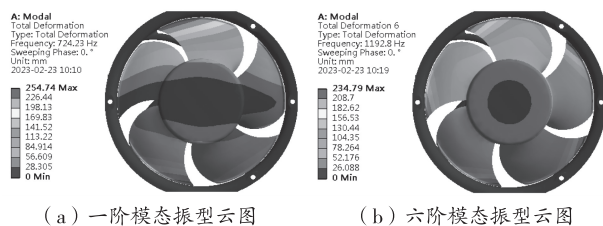


图 14 额定转速下风机一阶与六阶模态振型云图

450 Hz,由仿真分析可得风机前 6 阶模态频率分别为:724.23 Hz、731.56 Hz、955.68 Hz、1012.6 Hz、1015.5 Hz、1192.8 Hz,均远大于风机工作频率区间,说明结构设计合理。

将风机转速提升至 90000 r/min 进行仿真,从风机坎贝尔图(图 15)上看,由原点出发的激振力频率,在转速区间内与固有频率相交的点可得转子的临界转速点,分别为:29163 r/min、45142 r/min、52515 r/min、85518 r/min,远大于风机的工作转速范围 8550 ~ 9450 r/min。

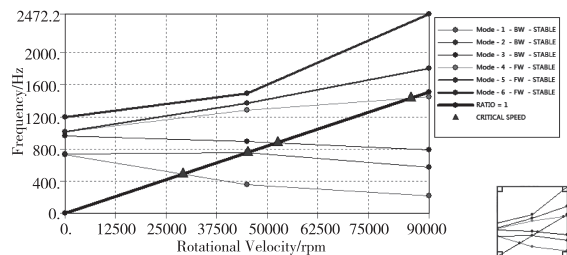


图 15 坎贝尔图

综合风机振动模态参数和临界转速,可知风机转子不会出现共振现象,其结构稳定。

2.4.2 抗力学环境仿真

按表 1 环境适应性指标要求对风机进行振动、冲击力学仿真分析,以校核风机结构强度。振动条件下风机最大应力应变情况见图 16 与图 17,冲击条件下风机最大应力应变情况见图 18 与图 19。

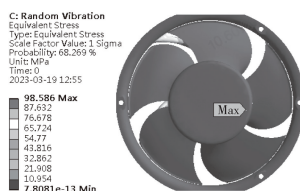


图 16 振动条件下最大应力云图

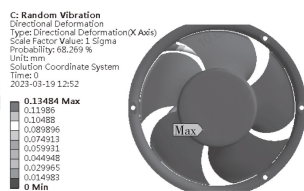


图 17 振动条件下最大应变云图

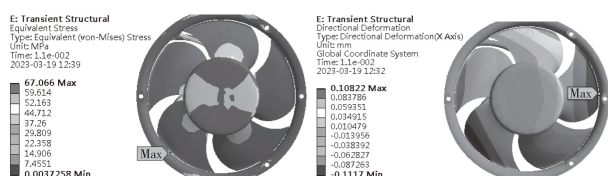


图 18 冲击条件下最大应力云图

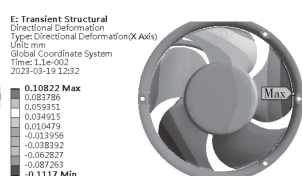


图 19 冲击条件下最大应变云图

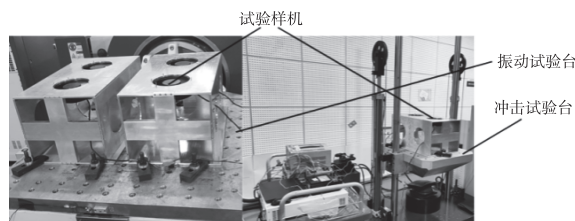


图 21 振动、冲击力学试验验证

将力学环境试验下仿真得到的最大应力与许用安全应力进行对比校核,结果见表 2,可知风机能够满足力学环境试验要求^[6-7]。

表 2 风机力学仿真结果

仿真项目	振 动	冲 击
最大应力/MPa	98.59	67.07
所用材料	YL113	YL113
许用应力/MPa	230	230
安全裕度	2.33	3.43
是否满足要求	是	是

3 试验验证

搭建样机高温寿命试验,如图 20 所示,将样机共 6 台置于高温试验箱内,以不大于 3 ℃/min 的速率将箱内温度调整到 70 ℃,待风机充分热透后,施加额定电压使风机连续运转不少于 1000 h,试验后检测 6 台样机转速为 9060 ~ 9102 r/min,电流为 5.9 ~ 6.2 A,满足设计要求。



图 20 高温寿命试验验证

为验证风机抗力学环境性能,搭建如图 21 所示的振动、冲击力学试验台,将样机安装在试验工装上并与振动试验台、冲击试验台相连接,按照指标要求进行试验,试验后检查样机无变形、裂纹,紧固件无松动及结构破坏等损伤,转速及工作电流满足设计要求,故风机力学环境适应性设计满足要求。

4 结论

本文以一款无刷轴流风机为例,按照设计指标要求,开展高可靠性无刷轴流风机设计,提出如下设计方法:1)轴与叶轮一体式铸造成型;2)磁钢采用多极磁环设计,省掉转子磁轭;3)采用静电喷涂工艺喷涂环氧粉末作为电枢绕组绝缘,电枢整件浸环氧脂烘干绝缘漆。

利用仿真软件完成风机气动、电磁、热、抗力学环境适应性设计校核,数值模拟结果表明设计的风机满足要求。

生产样机,搭建环境温度 70 ℃、风机连续工作不少于 1000 h 的高温寿命试验,以及高强度的振动与冲击试验,样机顺利通过上述试验,表明设计方法可行有效,为后续风机的设计与优化提供参考依据。

参考文献

- [1] 侯一晨. 直接空冷系统轴流风机优化运行策略研究[D]. 北京:华北电力大学,2023.
- [2] 袁志强. 叶轮旋转和叶片安装角对轴流风机性能影响研究[D]. 南昌:江西农业大学,2022.
- [3] 吕欢剑,郭德森. 外转子型永磁同步电机用铁氧体多极磁环的研制[J]. 微特电机,2021,49(2):25-28.
- [4] 陈文朴,苏伟,郑文鹏. 轴流风机气动性能模拟及实验验证[J]. 微特电机,2022,50(2):36-40.
- [5] 李亚坤. 电动汽车开关磁阻电机磁-热耦合与冷却研究[D]. 重庆:重庆交通大学,2020.
- [6] 胡东旭,朱少飞,魏晓钢,等. MW 级大储能量飞轮轴系结构力学及动力学研究[J]. 储能科学与技术,2024,13(5):1542-1550.
- [7] 濮赞荣,陶俏. 基于 ANSYS Workbench 的某车载雷达天线结构力学分析[J]. 雷达与对抗,2023,43(4):41-44.

作者简介:豆旺(1994-),男,硕士,工程师,研究方向为无刷轴流风机设计与优化。

收稿日期:2024-07-08

ALD 腔室中极间距对流场的影响分析

王炜铭¹, 魏永合¹, 杨华龙²

(1. 沈阳理工大学机械工程学院, 辽宁 沈阳 110158; 2. 拓荆科技(上海)有限公司武汉分公司, 湖北 武汉 430000)

摘要:在 ALD 的反应过程中腔体内部的工艺参数对成膜质量有着很大的影响。针对极间距这一参数进行了一系列研究。通过 Ansys Fluent 软件建立了原子层沉积设备腔内流体域的模型, 然后通过改变极间距分析其对原子层沉积设备腔内流速、压力以及前驱体分布的影响。仿真结果表明, 随着极间距的不断增大, 加热盘上方流场逐渐趋于均匀, 而上方压力也不断减小, 同时前驱体的分布逐渐趋于均匀。结合仿真中的参数设置对比实验, 实验结果表明: 极间距在不断增大的过程中, 薄膜的非均匀性逐渐降低。再通过氧化铝的薄膜制备实验分析均匀性与仿真结果进行对比, 验证了仿真的准确性。模拟仿真为优化原子层沉积设备中极间距这一重要的工艺参数提供了参考。

关键词:原子层沉积 流体仿真 极间距 均匀性

中图分类号: TN302; TN304

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)04-0020-05

Effect of gap on flow field in ALD reaction chamber

WANG Weiming, WEI Yonghe, YANG Hualong

Abstract: In the reaction process of ALD, the process parameters inside the cavity have a great influence on the film forming quality. This study analyzes the interpole gap. Ansys Fluent software is used to establish the fluid domain model in the cavity of the atomic layer deposition device, and then the influence of the interpole gap on the velocity, pressure and precursor distribution in the cavity of is analyzed. The simulation results show that with the increase of the interpole gap, the flow field above the heating disk tends to be uniform, the pressure above the heating disk decreases, and the precursor distribution tends to be uniform. The parameter comparison experiment results show that the non-uniformity of the film decreases with the increase of the interpole gap. The accuracy of the simulation is verified by comparing the uniformity obtained in the alumina film preparation experiment with the simulation results. The simulation provides useful reference for optimizing the interpole gap of the atomic layer deposition device.

Keywords: atomic layer deposition, fluid simulation, interpole gap, uniformity

0 引言

近些年来,随着半导体制造技术的不断发展,芯片的关键尺寸不断减小,传统的薄膜制备方法已经不能满足纳米级别的加工。半导体器件、电子封装设备以及新能源电池的快速发展^[1-3],该领域越来越需要一种纳米级薄膜制备技术来填满其空缺。原子层沉积(Atomic Layer Deposition)技术作为一种新型的薄膜沉积技术,在纳米级别的薄膜材料中有着很广泛的应用^[4]。原子层沉积技术是将不同的前驱体通入到反应腔室内交替与基底进行反应,并且在通入一种前驱体之后通入惰性气体将多余的反应

物以及副产物进行吹扫^[5],保证镀膜的质量。相比于其他的化学气相沉积(Chemical Vapor Deposition)技术,原子层沉积有着独特的优点。比如:具有良好的保型性,有着均匀的薄膜厚度,拥有较低的沉积温度等等^[6]。在现代微纳米制造领域中,原子层沉积将会扮演重要的角色。

原子层沉积最初是由芬兰的科学家 Suntola 于 20 世纪 70 年代提出来的,其最初是致力于制备发光平板显示器^[7]。由于半导体行业的进步,人们越来越重视这项技术。Kai-Erik Eler 等人研究了原子层沉积薄膜不确定性的来源,常见原因分别为脉冲重叠、前驱体受热分解以及气体分布不均匀。其针

对反应副产物对薄膜不均匀性进行研究,通过对比恒流反应器以及喷淋板反应器的沉积情况,研究了反应副产物对 TiN 的影响^[8]。雷星航等对原子层沉积中腔室内部的前驱体分布通过模拟仿真的方式进行研究,分别研究了前驱体脉冲时间、反应温度以及压强对前驱体分布的影响^[9]。

由于 ALD 反应腔体内部具有流气不均匀、腔体内部利用率过低等缺陷,影响成膜质量,增加生产成本。本研究通过改变喷淋板以及加热盘之间的极间距(Gap)来改变腔室内流场分布,进而改善了气体流动的均匀性,使薄膜的沉积均匀性更加优秀。由于原子层沉积实验周期时间长,难度大,因此可以通过 Fluent 对其设备中的流场进行仿真。通过三维建模对模型中的极间距进行调整,分析其对腔内压强、流速、前驱体在晶圆上方的分布来确定合适的极间距,通过具体实验来验证仿真的规律,进而确定腔室内部极间距的合理数值。

1 设备介绍及模拟仿真

1.1 设备基本结构

某种 12 英寸的热原子层沉积设备的腔体内部示意图如图 1 所示。腔体内部的基本结构主要是喷淋板、加热盘、反应腔室、进气口、出气口

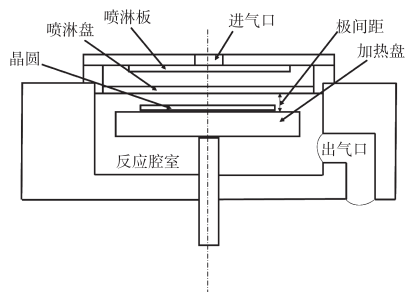


图 1 原子层沉积设备腔体内部示意图

等部分。喷淋板上的孔按一定的规律在其表面分布。实验过程中,氩气作为载气,与前驱体源混合后进入反应腔室。前驱体源与惰性气体分别通过进气口进入到反应腔室内部,在晶圆上方进行沉积;沉积结束后剩余的气体以及副产物通过抽气泵从出气口排出,然后进入尾气处理系统。

1.2 数值模拟

在 Fluent 中建立仿真模型,然后对流体域进行网格化,选定材料属性,设置边界条件,通过改变极间距,分析腔体内部压力、流速、前驱体分布来对腔

内气体均匀性进行具体研究。前驱体源选定为 TMA 和 H_2O ,腔体内气体流动要符合质量守恒方程^[10],其表达式如下:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = m_s \quad (1)$$

其中, ρ 为前驱体源与载气混合的密度; t 为通入时间; u 为混合气体在腔体内的流速; m_s 为混合气体的质量分数。

腔内流动气体不仅要满足质量守恒方程,也要满足能量守恒方程^[11-12]。能量守恒方程的表达式如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \nabla \cdot (\rho u^2) = -\nabla p \cdot I + \nabla \cdot \tau + \rho g + F \quad (2)$$

其中, p 为前驱体与载气混合的压强; I 为单位矩阵; τ 为混合气体的应力张量; $\rho \cdot g$ 为体质量; F 是机台下方的泵抽气的吸力。

在仿真时设置腔体内压力为 1.45 Torr,TMA 流道通入氩气 Accm, H_2O 流道通入水的流量为 0.6A sccm 以及载气 Ar 的流量为 6A sccm。通入吹扫气体 Ar 的流量为 4A sccm。仿真时使用连续流计算。氩气与前驱体气体同时从入口进入,先利用理想气体状态方程算出混合气体的密度,然后在计算混合气体的粘度^[13],计算方程如下

$$\rho = \frac{1}{\sum_i \frac{Y_i}{\rho_{i,g}}}, i = \text{TMA, Ar} \quad (3)$$

$$u = \sum_i \frac{X_i u_{i,g}}{\sum_j X_j \phi_{ij}}, i = \text{TMA, Ar} \quad (4)$$

$$Re = \frac{vL\rho}{\eta} \quad (5)$$

最后根据密度以及粘度,计算出最终的雷诺数为 32(小于临界值 2300),确定出最终气体流动状态为层流。

2 极间距对不同物理量的影响

2.1 不同极间距下流速分析

在进气口流量与抽气口压力一定的情况下,通过调整极间距,测得加热盘上方 1 mm 截面处的流速,流速分布如图 2 所示。调整极间距的值分别为

10 mm、20 mm、30 mm、40 mm,图中的曲线走势基本相似。曲线大致走势为:从加热盘的中心到边缘部分,流速在不断上涨。而随着极间距的不断增大,加热盘边缘的流速在不断降低。仿真实验的结果可以从理论分析得出。随着极间距不断增大,腔体内部气体流经的空间也在逐渐变大。混合气体的流导就会变大。随着流导的增大,流阻就会不断减小。可以通过公式(6)来计算流阻^[14]。

$$U_n = \frac{12\eta L}{a^2 c^7 p \theta} \quad (6)$$

其中, U_n 为腔体内的流阻, η 为混合气体的粘滞系数, a 为极间距, L 、 c 均为腔体内的直径, p 为腔体内部的压力。

通过公式(6)分析可得,随着极间距的逐渐增大,流阻在不断减小。可流经气体的面积也在逐渐变大。在进口流量保持不变的情况下,边缘流速就会不断减小。需要使加热盘上方部分的流速更加均匀,以保证成膜的均匀性。

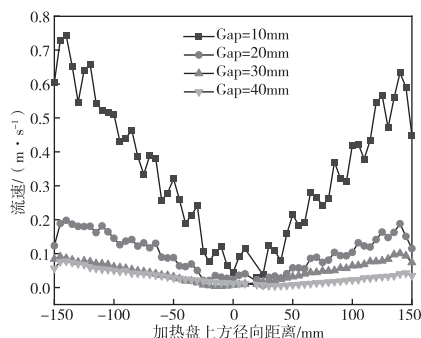


图2 不同极间距下的流速分布图

2.2 极间距对于加热盘上方压强及前驱体分布的影响

压强在原子层沉积反应中是一个非常重要的参数,压强对于前驱体分布有着非常重要的影响。在改变极间距的过程中,加热盘上方的压强分布也在随之变化。通过调整极间距来测出加热盘上方1 mm 截面处的压强分布,如图3所示。从图中可以观察到,在极间距为10 mm 的情况下,压强曲线呈现出两边低中心高的分布。而随着极间距的不断增大,压强曲线整体趋于平滑的趋势。这说明随着极间距的逐渐增大,腔体上方的压强在逐渐趋于均匀。与此同时,极间距的增大导致加热盘上方整体的压

强减小。根据公式(7)分析,随着压强的不断上升,分子的扩散系数就会不断减弱。通过气体的分子热运动来分析分子的自由程随着压强的逐渐升高而逐渐减小。

$$D = \frac{435.77T^{3/2}}{p(V_A^{1/3} + V_B^{1/3})} \sqrt{\frac{1}{u_A} + \frac{1}{u_B}} \quad (7)$$

式中, D 为分子的扩散系数, u_A 和 u_B 分别为气体A与气体B的分子量, V_A 、 V_B 分别是气体A、气体B在正常沸点时的液态克摩尔容积。

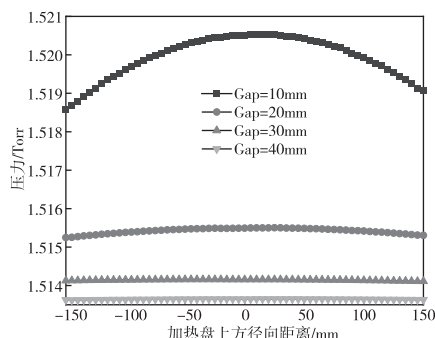


图3 不同极间距下的压力分布图

图4分别表示了4种极间距下加热盘上方的前驱体(水)的分布云图。水分子分布随着极间距不断增加在加热盘上方逐渐分布均匀。如果前驱体分布不均匀,则不仅会导致薄膜的均匀性变差,而且每个循环的周期变长。因此一定要选择合适的极间距

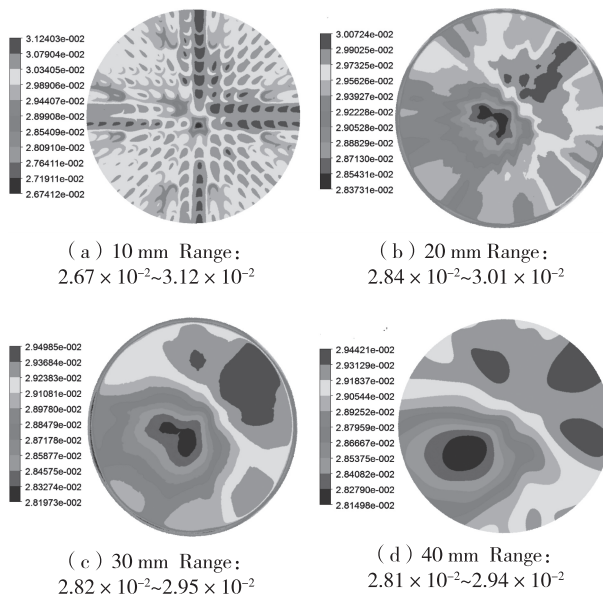


图4 不同极间距下加热盘上方水分子分布云图

来使腔体内部前驱体均匀分布,从而改善薄膜均匀性。

3 薄膜均匀性验证

根据上述仿真实验,设置具体实验来分析不同极间距下镀膜均匀性。实验材料采用 12 英寸硅片作为基底,通过热原子层沉积设备制备氧化铝薄膜。设置实验循环的次数为 250 次。

表 1 为前驱体通入的时间以及惰性气体的通入时间。为了使半反应后前驱体吹扫得彻底,因此相较于前驱体源注入时间,加大了惰性吹扫气体的时间。

表 1 制备氧化铝薄膜的工艺参数

项目	气 体	时间/s	流量/sccm
注入	TMA+Ar	t	B
吹扫	Ar	$10t$	$3B$
注入	H ₂ O+Ar	$1.4t$	B
吹扫	Ar	$1.25t$	$2B$

膜厚是应用椭圆偏振测量法进行测量,如图 5 所示,使用椭圆仪对晶圆表面 49 个点的膜厚进行测量,数据提取后对薄膜均匀性进行计算,计算公式如下^[15]:

$$K = \frac{T_{STD}}{T_{AVE}} \quad (8)$$

其中, T_{STD} 表示 49 个点量测出的膜厚的方差, T_{AVE} 代表膜厚的平均值。

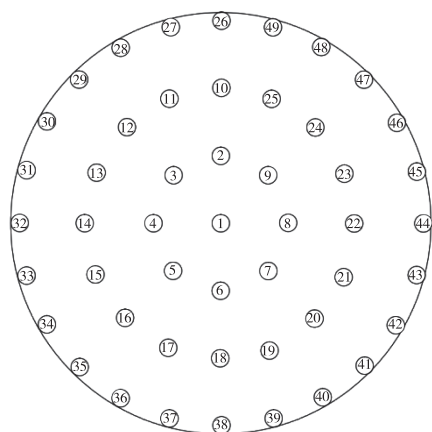


图 5 椭圆仪在晶圆上的 49 点位膜厚度量测示意图

测得的不同极间距的实验数据如图 6 所示。

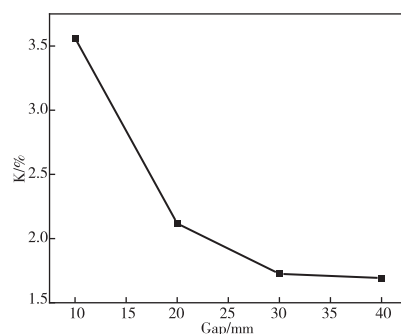


图 6 不同极间距时氧化铝薄膜非均匀性折线图

通过上述实验以及前文仿真可以得出,极间距的改变对于腔体内晶圆上方的流场以及压力场均有影响。

流速这一物理参数代表着原子层沉积反应过程中对于反应物的补充速度。通过上述仿真得知,当极间距为 10 mm 时,晶圆上方的流速呈现四周高中心低的趋势。随着极间距的不断增大,腔体内晶圆四周的流速会随着极间距的上升而减小,流场的均匀性随之改善。结合这一规律分析实验结果,在极间距不断增加的过程中,反应物的补充速度逐渐一致,镀膜的均匀性逐渐趋于良好。

结合仿真结果分析,压力呈现中间高四周低的分布。加热盘上方的压力随着极间距的逐渐增大而不断减小,压力场的均匀性也随之改善。而实验结果也表明,随着极间距的增加薄膜的均匀性得到改善。

通过上述实验数据,对其图表的趋势进行分析。当极间距为 10 mm 时,膜厚的非均匀性最大,代表其薄膜均匀性最差。随着极间距的不断增大,沉积后的膜厚非均匀性在不断减小。在极间距到达 30 mm 时,非均匀性下降的趋势明显趋于平滑,说明极间距大于 30 mm 时,该参数对于薄膜均匀性的影响会大大减弱。

4 结论

本文通过设置仿真实验来分析原子层沉积设备中极间距对于腔体内流场的影响,然后结合模拟仿真中得到的规律来进行具体的工艺实验,验证仿真实验的准确性。得到如下结论:

(1) 腔体中加热盘上方水平方向的流速呈现周

边区域流速高,中间区域流速低的趋势。随着极间距的逐渐增加,周围的流速不断降低,流速逐渐趋于均匀。

(2)腔体中加热盘上方水平方向的压强随着极间距的变大在不断降低。与此同时,前驱体在腔体中加热盘上方的分布逐渐趋于均匀。

工艺实验结果表明,当极间距设置在 30 mm 时,沉积的均匀性较好。

参考文献

- [1] GEORGE S M, OTT A W, KLAUS J W. Surface chemistry for atomic layer growth[J]. J phys chem, 2016, 100(31): 13121-13131.
- [2] GEORGE S M. Atomic layer deposition: an overview[J]. Chemical reviews, 2010, 110(1): 111-131.
- [3] SELVARAJ S K, JURSIK G, TAKOUDIS C G. Design and implementation of a novel portable atomic layer deposition/chemical vapor deposition hybrid reactor[J]. Review of scientific instruments, 2013, 84(9): 095109.
- [4] 苗虎, 李刘合, 旷小聪. 原子层沉积技术发展概况[J]. 真空, 2018, 55(4): 51-58.
- [5] 魏呵呵, 何刚, 邓彬, 等. 原子层沉积技术的发展现状及应用前景[J]. 真空科学与技术学报, 2014, 34(4): 413-420.
- [6] 桑利军, 赵桥桥, 胡朝丽, 等. 等离子体辅助原子层沉积氧化铝薄膜的研究[J]. 高电压技术, 2012, 38(7): 1731-1735.
- [7] LESKELÄM, RITALA M. Atomic layer deposition (ALD): from precursors to thin film structures [J]. Thin solid films, 2002, 409(1): 138-146.
- [8] ELLERS K E, BLOMBERG T, PEUSSA M, et al. Film uniformity in atomic layer deposition [J]. Chemical vapor deposition, 2006, 12(1): 13-24.
- [9] 雷星航, 王国政, 杨继凯. 原子层沉积过程中腔室内前驱体分布的模拟研究[J]. 半导体光电, 2023, 44(1): 81-86.
- [10] 申灿, 黄光周, 马国欣, 等. 基于 H-Si(100) 表面上原子层沉积 Al_2O_3 的仿真研究[J]. 真空科学与技术学报, 2009, 29(2): 125-129.
- [11] ZHANG Y, DING Y, CHRISTOFIDES P D. Multiscale computational fluid dynamics modeling of thermal atomic layer deposition with application to chamber design[J]. Chemical engineering research and design, 2019, 147: 529-544.
- [12] 郭秦敏, 秦志辉. 气相沉积技术在原子制造领域的发展与应用[J]. 物理学报, 2021, 70(2): 199-213.
- [13] 褚波, 何文杰, 高玉乐, 等. 空间隔离原子层沉积系统的研究[J]. 真空科学与技术学报, 2015, 35(7): 892-896.
- [14] YANG H, CHEN Y, QIN Y. Application of atomic layer deposition in fabricating high-efficiency electrocatalysts [J]. Chinese journal of catalysis, 2020, 41(2): 227-241.
- [15] 杨慧敏, 陈耀, 覃勇. 原子层沉积方法在设计制备高效电催化剂中的应用[J]. 催化学报, 2020, 41(2): 227-241.

作者简介: 王炜铭 (1999-), 男, 辽宁省营口市人, 硕士研究生, 主要研究方向为原子层沉积技术。
魏永合 (1971-), 男, 河北省邯郸市人, 博士, 教授, 主要研究方向为设备故障预测与健康管理。

收稿日期: 2024-06-12

基于通流改造后汽轮机轴向推力引起的 推力轴承超温分析及措施

黄 幸

(江西大唐国际抚州发电有限责任公司,江西 抚州 344000)

摘 要:某 1000 MW 汽轮机完成通流优化改造项目,通过改造高压缸前三级隔板静叶角度实现节能降耗目标,改造后汽轮机轴向推力变化较大,导致运行中推力轴承温度超标。本文深入剖析汽轮机轴向推力增大后对推力轴承的影响,对比分析国内常用固定瓦式及可倾瓦式推力轴承在大推力下的承载表现,通过建模从功耗水平、承载水平、冷却水平方面探索各型式推力轴承适用特性。结果表明:在无法消除汽轮机轴向推力,不减小推力轴承发热量的情况下,通过增加推力轴承冷却水平,提高推力轴承的冷却油量同样能实现大推力下汽轮机的安稳运行。通过实践论证,在常规 LEG 式推力轴承的基础上,对其进油结构进行改造,将其换型为直喷式推力轴承,可以很好地适用于汽轮机通流改造后导致的轴向推力变大情况,该进油结构能够大幅提升推力轴承冷却水平,为汽轮机通流改造后推力轴承选型及温度异常处理提供借鉴。

关键词:通流改造 轴向推力 推力轴承 超温 选型

中图分类号:TK263.6

文献标识码:B

文章编号:1002-6886(2025)04-0025-06

Analysis and measures of thrust bearing overtemperature caused by axial thrust of steam turbine after flow renovation

HUANG Xing

Abstract: A 1000 MW steam turbine has gone through a flow renovation project, realizing the energy-saving goals by modifying the static blade angle of the first three stages of the high-pressure cylinder partition. The significant change in axial thrust of the modified steam turbine resulted in overtemperature of the thrust bearing during operation. This article explores the impact of the increased axial thrust on the thrust bearing, compares the load-bearing performance of the commonly used fixed-pad and tilting-pad thrust bearings under high thrust conditions, and investigates the applicable characteristics of various types of thrust bearings from the aspects of power consumption level, load capacity level and cooling level through modeling. The results indicate that: when unable to eliminate the axial thrust of the steam turbine, and without reducing the heat generation of the thrust bearing, the stable operation of the steam turbine under high thrust can be achieved by increasing the cooling level and cooling oil volume of the thrust bearing. Practice verifies that on the basis of the conventional LEG thrust bearing, replacing the oil inlet structure with a direct injection thrust bearing can well adapt to the situation where the axial thrust increases due to steam turbine flow renovation. This oil inlet structure can significantly improve the cooling level of the thrust bearing, which provides reference for the selection of thrust bearings and the handling of temperature anomalies after steam turbine flow renovation.

Keywords: flow renovation, axial thrust, thrust bearing, overtemperature, model selection

0 引言

2020 年 9 月我国正式提出 2030 年“碳达峰”与 2060 年“碳中和”目标。在“双碳”目标下,作为我

国电力领域中二氧化碳排放重点行业的煤电企业成为减少煤炭使用和碳排放的关键环节。为落实国家发展改革委、国家能源局《全国煤电机组改造升级实施方案》的总体要求,科学发挥燃煤机组在新型

电力系统中的兜底保障作用和灵活调节能力,“十四五”以来各煤电企业“三改联动”工作加快推进,其中汽轮机通流改造作为“三改联动”的重要举措之一,已在各燃煤机组广泛实施。

某电厂汽轮机型号为 N1000 26.25/600/600,是东方电气集团东方汽轮机有限公司生产的超临界、一次中间再热、四缸四排汽、节流配汽(无调节级)、凝汽式汽轮机,属于东汽第2代技术百万机组,较目前东汽第4代技术百万机组有着较大的提升空间。为贯彻国家“双碳”战略目标,该电厂开展汽轮机通流优化改造,通过汽轮机高压缸前三级隔板静叶角度增大、汽缸体密封结构优化、低压排汽端优化、汽轮机进汽结构优化等措施实现节能减排的改造目标,改造后汽轮机轴向推力由+2000 kgf 变化至-39299 kgf,推力轴承比压变化-1.44 MPa,配套更换东方汽轮机厂生产的 LEG 式推力轴承,但机组启动后在 955 MW 工况运行时推力轴承温度高达 107.2 °C,远远超出推力轴承报警温度 100 °C,严重影响汽轮机安全性及带负荷能力。

1 汽轮机推力轴承问题分析

汽轮机推力轴承作为汽轮机轴向推力的主要载体,能确保汽轮机设备稳定运行。在通流改造中影响推力轴承选型的因素较多,需要考虑汽轮机轴向推力、推力瓦承载能力、润滑方式、功耗水平、油耗水平、推力瓦比压等多个因素,其中轴向推力又起着决定性的影响作用。

在推力轴承出现超温问题后,该厂通过检修排除安装工艺及质量等方面的原因,锁定推力轴承发热量过大、推力轴承冷却水平较低是本次超温的两个影响因素。并通过建模从功耗水平、承载水平、冷却水平等方面探索各型式推力轴承的适用特性,重点研究减小推力轴承发热量、提高推力轴承冷却水平的方案。

1.1 推力轴承发热量

1) 发热量的根源是汽轮机轴向推力的变化。汽轮机轴向推力是蒸汽作用在转子上的轴向力,其等于压力乘以对应压力面积,因此,汽轮机轴向推力是由各作用压力与其作用面积的乘积之和构成,主要受转子台阶、动叶片的叶型、叶高、围带、叶轮及静

叶片的叶型等结构尺寸的影响。

2) 该厂汽轮机通流优化改造前后机组转子台阶及动叶片的叶型、叶高、围带、叶轮等结构尺寸未变化,仅对高压缸前三级隔板静叶角度进行放大,蒸汽作用在此三级隔板的面积有所增加,轴向推力因此变大,具体由+2000 kgf 变化至-39299 kgf,变化量接近 20 倍。

3) 减小推力轴承发热量的最有效措施是通过改变转子台阶,动叶片的叶型、叶高、围带、叶轮及静叶片的叶型尺寸,减小蒸汽作用在转子上的轴向力以达到降低汽轮机轴向推力的目的,但转子的加工无法在现场实施,转子整体返厂加工的工期较长,不可能在短时间内完成。

1.2 推力轴承冷却水平

1) 在不处理汽轮机转子、隔板的前提下,汽轮机轴向推力无法改变,推力轴承的发热量问题无法彻底解决。

2) 推力轴承冷却水平主要通过润滑油系统实现。降低润滑油温度、提高润滑油流量均能实现降低推力轴承冷却水平的目的。

3) 机组正常运行时,为确保润滑油的粘度和流动性,润滑油的理想油温一般控制在 38 ~ 42 °C,此能有效润滑并冷却轴承,降低润滑油温的可调整范围不大。

4) 推力轴承冷却水平可以通过进入推力轴承内的润滑油流量控制,如何在不影响推力轴承性能的前提下增大润滑油流量成为本次研究的主要课题。

2 推力轴承比对试验分析

2.1 国内常用推力轴承结构

大型汽轮发电机组使用的推力轴承型式主要有两种:固定瓦块式和可倾瓦块式。固定瓦块式推力轴承的润滑方式基本采用浸泡式,即从瓦块的内径处进油,随旋转离心力作用向外圆方向流动,排油口一般在轴承顶部,以保证各瓦块均浸泡在润滑油中。可倾瓦块式轴承的润滑方式多采用直接式,直接式润滑方式将润滑油直接供入推力盘表面,在瓦块和推力盘间形成动压油膜,瓦块不浸泡在润滑油中,能够实现有组织的供润滑油,可有效降低搅拌功耗和

减少润滑油量,精准的供油能够有效增加进入瓦块的油量,起到提高润滑冷却能力的效果。可倾瓦块式的润滑方式根据具体的供油结构设计不同又可分为LEG式和直喷式。

2.2 固定瓦块式推力轴承

固定瓦块式推力轴承结构如图1所示。该结构的轴承承载能力较弱,《火力发电设备技术手册》^[1]中规定固定瓦式推力轴承的设计许用比压为0.5~1 MPa。

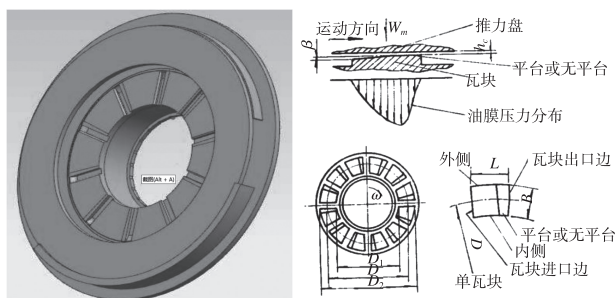


图1 固定瓦块式推力轴承

在使用过程中,为了使推力轴承能安全工作,必须在推力轴盘和各瓦块间维持一定的最小油膜厚度。因固定瓦块式推力轴承结构设计为瓦块固定不可摆动,所以在安装、制造、运行等情况下必须考虑轴系不对中情况的影响,JB/T 6520—1992《汽轮机推力轴承计算方法》^[2]中通过以下算式计算考虑不对中因素影响的最小许用油膜厚度:

$$[h_{am}] = [h_m] + 1.5 \times 10^{-4} d \quad (1)$$

式中: $[h_{am}]$ 为考虑不对中因素影响的最小许用油膜厚度; $[h_m]$ 为不考虑不对中因素影响的最小许用油膜厚度,可通过图2查取; d 为轴的直径。

通过式(1)可计算出固定瓦块式推力轴承最小许用油膜厚度为0.0855 mm。模拟

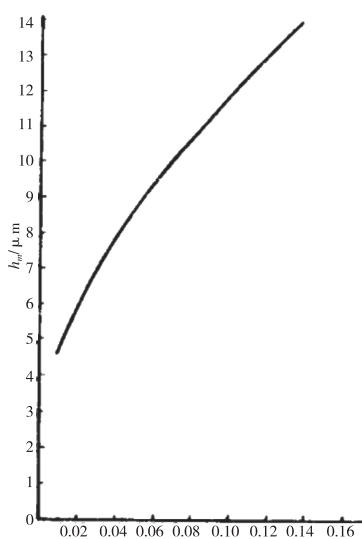


图2 最小许用油膜厚度

在轴向推力39299 kgf运行条件下固定瓦块式推力轴承理论计算的最小油膜厚度为0.068 mm,如图3所示。

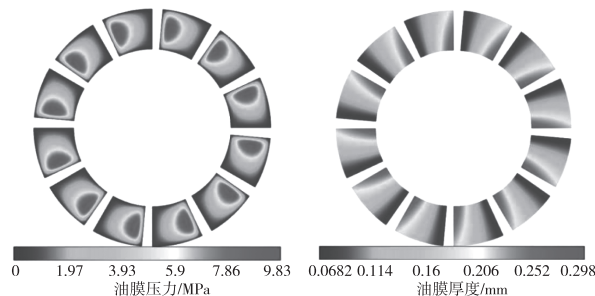


图3 固定瓦块式推力轴承油膜压力和油膜厚度分布

在试验条件下,固定瓦块式推力轴承最小油膜厚度0.068 mm小于最小许用油膜厚度0.0855 mm,且推力轴承比压1.44 MPa大于《火力发电设备技术手册》^[1]中规定的固定瓦式推力轴承的许用比压0.5~1 MPa标准,轴承油膜理论计算的最高温度129℃超出轴瓦设定的停机值温度115℃,固定瓦块式推力轴承不能满足此试验条件下的安全运行要求。

2.3 可倾瓦均载LEG式推力轴承

可倾瓦均载LEG式推力轴承结构如图4所示。该结构的轴承承载能力更强、功耗更低。

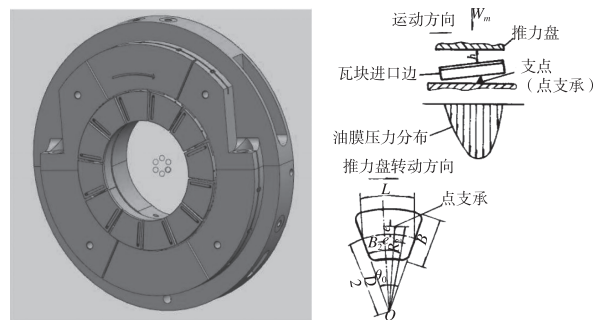


图4 可倾瓦均载LEG式推力轴承

可倾瓦均载LEG式推力轴承设计为瓦块偏心支撑结构,瓦块支撑位置在圆周方向相对中心偏移,能对瓦面高低不齐而产生的不均匀载荷进行自动调整,达到各瓦均匀承载^[3]。在瓦块表面开进油槽,进油槽周边区域低于瓦面一定高度,运行中推力瓦块与推力盘形成锥角结构,在旋转效应的带动下润滑油进入瓦块和推力盘之间,在瓦块和推力盘间形成动压油膜,如图5所示。

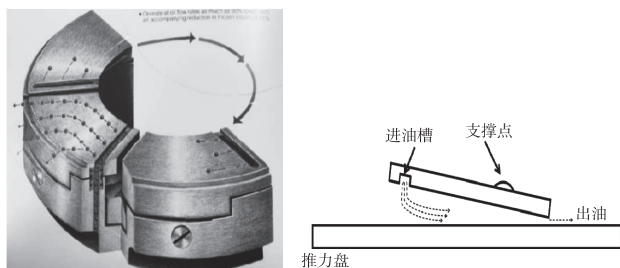


图5 可倾瓦均载 LEG 式推力轴承润滑方式

根据质量守恒定律,进入轴承的润滑油量与排出轴承的油量应是相等的,油量由进油、排油通道中最小面积确定。该 LEG 式推力轴承单侧装配 12 块推力瓦块,其进油口设计为 $\phi 12$ mm 圆孔,进油口总进油面积为 1357 mm^2 ,润滑油通过每个瓦块的进油口流入推力瓦表面进油槽,受尺寸限制,进油槽周边区域低于瓦面一定高度 $A=0.3 \text{ mm}$,进油槽长度为 168 mm ,如图 6 所示,进油槽周边阴影部分的通油总面积为 605 mm^2 ,因此 LEG 式推力轴承进油量的最小通道面积位于低于瓦面的阴影区域,通过伯努利方程计算得出其通油流量仅为 535 L/min 。

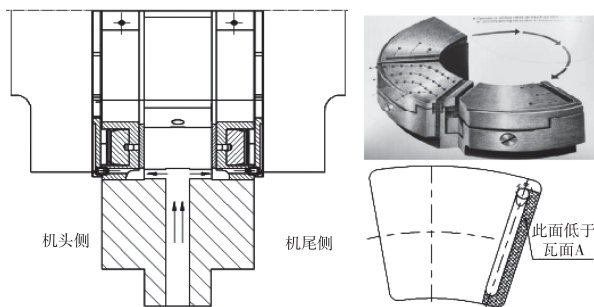


图6 LEG 式轴承进油示意图

模拟在轴向推力 39299 kgf 运行条件下可倾瓦均载 LEG 式推力轴承理论计算的最小油膜厚度为 0.0968 mm ,如图 7。由于推力轴承采用均载结构,最小许用油膜厚度可不考虑不对中因素的影响,可倾瓦均载 LEG 式推力轴承最小许用油膜厚度计算为 0.014 mm 。

在试验条件下,可倾瓦均载 LEG 式推力轴承最小油膜厚度 0.0968 mm 远大于最小许用油膜厚度 0.014 mm ,推力轴承比压 1.44 MPa 在《火力发电设备技术手册》^[1]中规定的可倾瓦均载 LEG 式推力轴承的许用比压 $1 \sim 2.5 \text{ MPa}$ 标准范围内,轴承油膜

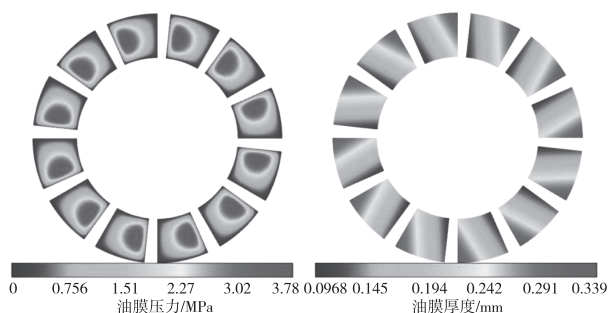


图7 可倾瓦均载 LEG 式推力轴承油膜压力和油膜厚度分布

理论计算的最高温度 85°C ,理论计算值表明,LEG 式推力轴承能满足此试验条件下安全运行的要求,但此工况下 LEG 式推力轴承的通油流量仅为 535 L/min 。

为提高 LEG 式推力轴承的冷却水平,需增大其通油流量。以进油口总面积 1357 mm^2 为基准,计算 A 值需调整至 0.67 mm 才能保证油槽周边阴影部分的通油面积与进油口一致。推力瓦块表面合金厚度为 1.5 mm ,A 值调整后合金厚度仅剩 0.83 mm ,其尺寸与强度不满足该机型轴向动静间隙的要求。

2.4 可倾瓦均载直喷式推力轴承

可倾瓦均载直喷式推力轴承结构与可倾瓦均载 LEG 式一样,都属于瓦块偏心支撑结构,仅在润滑方式上有所不同:取消瓦块表面开进油槽结构,改为在两个瓦块之间增加喷油棒,通过转子旋转将润滑油带入推力盘表面,在瓦块和推力盘间形成动压油膜,如图 8 所示。

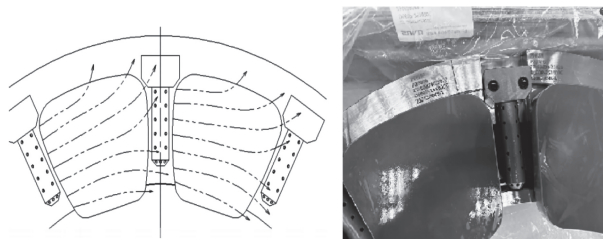


图8 可倾瓦均载直喷式推力轴承

模拟在轴向推力 39299 kgf 运行条件下可倾瓦均载直喷式推力轴承理论计算的最小油膜厚度为 0.108 mm ,如图 9 所示。其最小许用油膜厚度同可倾瓦均载 LEG 式推力轴承一致,为 0.014 mm 。

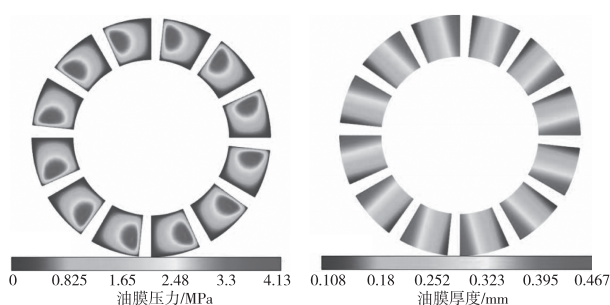


图9 可倾瓦均载直喷式推力轴承油膜压力和油膜厚度分布

喷油棒的开孔数量及大小可根据润滑油的需求量自由增减,同时不影响推力瓦块表面合金强度。本试验中共设置12个喷油棒,每个喷油棒的进油口尺寸仍为 $\phi 12\text{ mm}$,单个喷油棒上共开10个 $\phi 3.5\text{ mm}$ 和2个 $\phi 4\text{ mm}$ 进油孔,喷油棒的通油总面积为 1456 mm^2 ,此情况下直喷式推力轴承进油量的最小通道面积位于进油口区域,总通油流量为 1357 mm^2 ,通过伯努利方程计算得出其通油流量为 1200 L/min 。

在试验条件下,可倾瓦均载直喷式推力轴承最小油膜厚度 0.108 mm 远大于最小许用油膜厚度 0.014 mm ,推力轴承比压 1.44 MPa 小于《火力发电设备技术手册》^[1]中规定的可倾瓦均载可倾式推力轴承的许用比压 $1\sim 2.5\text{ MPa}$ 标准,轴承油膜理论计算的最高温度 $75\text{ }^{\circ}\text{C}$,同时直喷式推力轴承的通油流量为 1200 L/min ,较LEG式推力轴承放大约2.24倍,大大提高了推力轴承的冷却水平,因此可倾瓦均载直喷式推力轴承能满足此试验条件下安全运行的要求。

2.5 不同型式推力轴承性能对比

1) 固定瓦式推力轴承从承载能力、功耗水平等方面均不如可倾瓦式推力轴承。

2) 可倾瓦LEG式推力轴承润滑方式为瓦面进油槽结构,此结构具备精准供油的效果,能更好地降低搅拌功耗和减少润滑油量,适用于轴向推力较小、推力轴承发热量较低的机型。

3) 可倾瓦直喷式推力轴承润滑方式为喷油棒结构,喷油棒结构不影响推力瓦块表面合金的强度,具有较多的调整余量,同时喷油棒还能够有效阻止上游瓦块携带的热油进入下游瓦块,对比LEG式推力轴承具有更好的冷却水平和承载能力,适用于轴

向推力较大、推力轴承发热量较高的机型。

三种推力轴承性能参数对比如表1。

表1 不同型式推力轴承性能对比

项 目	固定瓦式	可倾瓦式
润滑方式	浸泡式	LEG式 直喷式
承载能力	一般	强 更强
功耗水平	高	低 稍高
油量水平	高	低 稍高
许用比压/MPa	0.5~1	1~2.5 1~2.5

3 处理措施及应用效果分析

3.1 处理措施

在不改变轴向推力的条件下,推力轴承的发热量无法降低,通过试验论证最终采用可倾瓦均载直喷式推力轴承结构的处理措施,同时为进一步提高推力轴承使用的安全裕度,在推力瓦块合金材质上做了一定的优化升级。

1) 众所周知,汽轮机用轴承合金的硬度随着温度的上升而下降,相应机械性能也下降,在使用中一般以保持合金硬度为12 HB时的温度作为极限使用温度。

2) 图10中列出了ZSnSb8Cu4、ZSnSb11Cu6、WJ2B、V738和J09A-W五种常用合金硬度随温度的变化曲线。

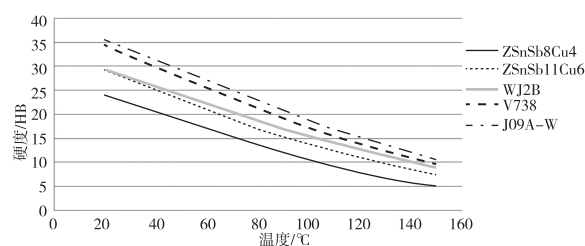


图10 合金硬度与温度的关系

表2 轴承合金主要成分含量表

主要化学成分	WJ2B 质量含量/%	J09A-W 质量含量/%
锡 Sn	余量	79~82.5
锑 Sb	7.5~9.5	10~13
铜 Cu	7.5~8.5	4.5~5.5
铅 Pb	≤ 0.5	≤ 0.06
镉 Cd	-	1.1~1.4
镍 Ni	-	0.1~0.5
砷 As	-	0.3~0.7

(下转第46页)

W 型封严环的结构设计研究

欧珂, 魏晗

(中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要: W 型封严环是一种静子封严零件, 广泛应用于航空发动机气体封严。本文以某型发动机为例, 根据接口尺寸、环境温度, 设计了 W 型封严环的结构, 并利用有限元的方法对其结构强度、回弹特性、疲劳寿命进行了计算分析, 为该型发动机的 W 型封严环的结构设计提供参考。

关键词: W 型封严环 有限元 强度 寿命

中图分类号: T-65

文献标识码: C

文章编号: 1002-6886(2025)04-0030-07

Structure design of W-type sealing ring

OU Ke, WEI Han

Abstract: The W-type sealing ring is a stator sealing component widely used in gas sealing of aeroengines. Taking a certain type of engine as an example, this paper designs the structure of the W-type sealing ring based on the interface dimensions and ambient temperature. The structural strength, resilience properties, and fatigue life of the sealing ring are assessed and analyzed through the finite element method, so as to provide insights for the structure design of the W-type sealing ring used in this engine type.

Keywords: W-type sealing ring, finite element, strength, service life

0 引言

金属弹性密封圈是一种静态密封装置, 在工业上应用较多。作为金属弹性密封圈中的新型轴向自紧式静密封件, W 型封严环可将气体封于其内

外孔两侧, 其外形结构如图 1 所示。

W 型封严环属于自紧式静封严环, 它依靠环的两侧密封唇分别与对象件紧密接触而形成密封。封严环处于装配状态, 受轴向预紧力压缩, 封严环与对象件紧密接触处的两侧密封唇产生弹性变形, 接触形式由最初线接触变为窄带接触, 在密封面间产生足够大的压应力, 以建立初始密封, 封严环在装配状态下, 封严环与物体件之间紧密接触处的两侧密封唇产生弹性变形, 密封唇在密封面之间产生弹性, 封

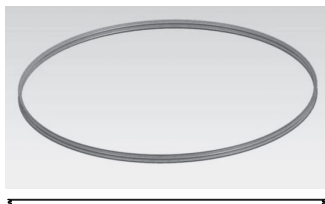


图 1 W 型封严环结构

严环与物体件之间产生弹性。封严环在工作状态下, 承受内压产生轴向张开, 能够追随补偿, 使封严环与对象件紧密接触以保证封严环的密封性能。

航空发动机上的 W 型封严环可在环境温度高、内外压差大的环境下工作, 且具有泄漏量少的特点, 在 W 型封严环设计时, 应对其强度寿命进行校验。

本文针对某型发动机动力涡轮一级外环封严设计需求开展研究, 考虑到此处内外压差大、环境温度高、轴向间隙冷热态变化大等特点, 选择轴向自紧式的 W 型封严环进行封严。

1 设计输入

1.1 接口要求

该发动机的动力涡轮单元体及 W 型封严处接口尺寸示意图如图 2 所示。

动力涡轮冷却与封严从轴流压气机出口叶尖三角区引气, 经外部管路至燃烧室机匣后段, 并经内部管路引入动力涡轮。一部分气体经内部管路位于过

渡段与燃烧室机匣之间腔室的小孔流入,向后流入动力涡轮机匣,冷却机匣后经动力涡轮一级导叶前端叶尖、后端叶尖和动力涡轮二级导叶前端叶尖处流入主流道。图2中W型封严环左侧为动力涡轮一级外环,右侧为平整的调整垫,两者作为密封副与W型封严环一同构成密封装置,动力涡轮二级导向器的8个小凸台作为支撑面来支撑W型封严环,保证W型封严环在高压环境下工作的稳定性,避免突然断裂及横截面变形^[2]。

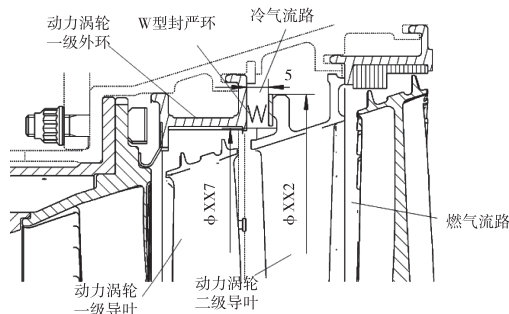


图2 动力涡轮接口示意图

1.2 环境参数

最大工作状态时,动力涡轮一级外环和动二级导叶尖处的工作温度约为900 K,即W型封严环的工作环境温度为900 K。

1.3 压缩量

动力涡轮一级外环和动二导由于动力轴向间隙随发动机的工作状态而变化,因此,须清楚W型封严环在工作中可能出现的最大和最小压缩量,以保证各种状态W型封严环与密封副的配合关系合理。其中压缩量的获得一般应通过W型封严环及其关联静件进行瞬态变形计算得到(压缩量包含初始装配产生的压缩量)。工程应用中,也可在发动机工作包线内选取若干工作状态点进行,得到W型封严环在工作中可能出现的最大和最小压缩量。

冷态时(装配情况)动二导和动力涡轮一级外环轴向间隙最小,为 $5\pm0.1\text{ mm}$;热态时动二导和动力涡轮一级外环的最大轴向间隙为 $5.3\pm0.1\text{ mm}$ 。

2 设计思路

2.1 结构参数

常用W型封严环的主要结构参数有:内径,外

径,壁厚,波峰半径,波谷半径,相切圆半径,波高,环高等,W型封严环截面结构见图3,结构参数见表1。

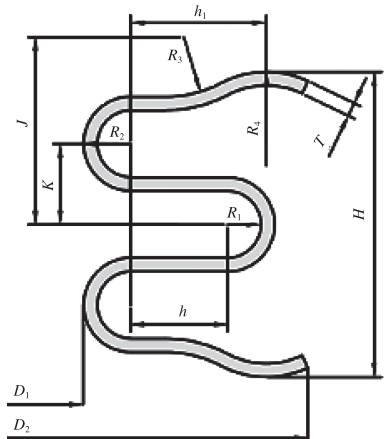


图3 W型封严环截面结构

表1 W型封严环结构参数

结构参数名称	代 号
内径	D_1
外径	D_2
壁厚	T
波峰半径	R_1
波谷半径	R_2
相切圆半径	R_3
接触面曲率半径	R_4
波高	h
环高	H

2.2 密封性能参数

表征W型封严环的密封性能的参数主要有Von-Mises应力、接触压力、回弹率。

其中Von-Mises应力的大小反映了W型封严环的强度储备及使用年限,Von-Mises应力越大,塑性变形破坏W型封严环的可能性越大。

在表征密封性能时,接触应力越大说明密封越好。

回弹性能表示W型封严环的抗压能力,回弹率越大,所储存的弹性应变被压缩释放得越多,弹性回复能力越大,封严环的应力损失就越小,也就是说封严环越容易适应载荷循环作用,封严环的稳定性也就越好。

2.3 结构参数影响分析

为了简化分析过程,不考虑温度的变化或蠕变效应的影响,本章采用有限元仿真计算 W 型封严环性能,分析结构参数变化对 W 型封严环性能的影响规律,指导 W 型封严环的结构设计。

图 4 所示为该 W 型封严环高温下的 Von-Mises 应力分布,可以看出最大 Von-Mises 应力在封严环的波谷位置,长时间工作后该位置最先发生屈服,产生塑性变形,影响 W 型封严环的塑性变形量。根据 W 型封严环的 Von-Mises 应力分布情况,确定对靠近波谷位置的结构参数进行改进,降低该位置附近的 Von-Mises 应力分布,避免出现 W 型封严环塑性变形大的情况。因此本文选取波谷位置的相关参数 D_1 、 D_2 、 R_2 、 R_3 、 h 为研究对象,进行结构参数对力学性能影响的敏感性分析。

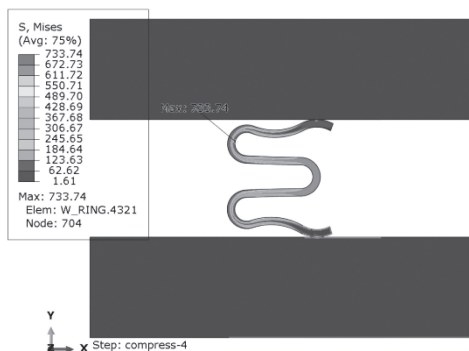


图 4 W 型封严环高温下 Von-Mises 应力分布

在高温条件下,不同内径 D_1 、外径 D_2 的计算结果见表 2。这说明增大外径 D_2 同时减小内径 D_1 ,能降低 W 型封严环的最大 Von-Mises 应力、最大接触应力,大幅提升回弹率。

表 2 不同内径 D_1 、外径 D_2 计算结果

D_1 /mm	D_2 /mm	σ_{Von} /MPa	σ_c /MPa	回弹率/%
317.8	299.75	733.36	299.76	78.51
317.68	330.15	717.23	280.65	85.15
317.56	330.55	703.95	258.23	90.37
317.44	330.95	695.07	232.06	92.88
317.32	331.35	689.62	201.45	94.96
317.2	331.75	683.98	163.13	96.88

表 3 所示为高温状态下不同波谷半径 R_2 的计算结果。可以看出,在波谷半径 R_2 由 0.59 mm 增大到 0.89 mm 的过程中,封严环的最大 Von-Mises

应力下降了 38.86 MPa,最大接触应力只下降了 2.6 MPa。由此可见,增大波谷半径 R_2 可显著减小最大 Von-Mises 应力,但对最大接触应力几乎无影响,回弹率略有增大。

表 3 不同波谷半径 R_2 的计算结果

R_2 /mm	σ_{Von} /MPa	σ_c /MPa	回弹率/%
0.59	757.12	300.35	75.58
0.64	743.97	299.49	76.39
0.69	734.43	298.82	77.11
0.74	728.98	298.35	78.02
0.79	725.26	298.12	78.87
0.84	721.49	297.93	79.81
0.89	718.26	297.75	81.02

高温状态下,不同相切圆半径 R_3 的计算结果见表 4。可以看出,增大相切圆半径 R_3 ,会小幅降低最大 Von-Mises 应力和最大接触应力,而回弹率则逐渐增大。

表 4 不同相切圆半径 R_3 的计算结果

R_3 /mm	σ_{Von} /MPa	σ_c /MPa	回弹率/%
1.8	736.8	315.4	79.87
2.0	735.3	311.3	80.42
2.2	733.6	307.9	80.99
2.4	731.5	304.3	81.52
2.6	729.1	301.2	82.16
2.8	725.8	298.3	83.08
3.0	721.4	295.7	84.03

高温状态下,不同波高 h 的计算结果见表 5。可以看出,在波高由 3.5 mm 逐步增大到 3.95 mm 时,封严环最大 Von-Mises 应力下降 25.1 MPa,最大接触应力下降 56.11 MPa,回弹率则没有影响。

表 5 不同波高 h 的计算结果

h /mm	σ_{Von} /MPa	σ_c /MPa	回弹率/%
3.50	746.11	349.23	79.10
3.55	740.05	337.1	79.35
3.60	735.21	328.12	79.58
3.65	731.62	320.52	79.83
3.70	729.21	313.97	80.08
3.75	726.95	307.48	80.31
3.80	725.03	302.04	80.51
3.85	723.68	298.96	80.72
3.90	722.32	295.71	80.87
3.95	721.01	293.12	80.99

3 结构设计

3.1 材料选取

材料类型的选择主要取决于最高工作温度,同时还要根据载荷和回弹特性来选择材料。当工作温度小于 540 ℃ 时,通常选用带材 GH145;当工作温度为 540 ~ 650 ℃ 时,一般选用带材 GH4169;当工作温度为 650 ~ 760 ℃ 时,通常选用带材 GH738。带材厚度通常在 0.2 ~ 0.3 mm 之间,一般来说,带材厚度越薄,封严效果越好,但较薄的带材在高温环境下容易变形^[2]。

3.2 截面形状设计

根据 W 型封严环两端气体压力情况,W 型封严环可分为外压型和内压型 2 种类型。W 型封严环开口面向发动机机匣称为外压型,W 型封严环开口面向发动机中心称为内压型,不管是外压型和内压型,W 型封严环开口必须面向高压区,见图 5。

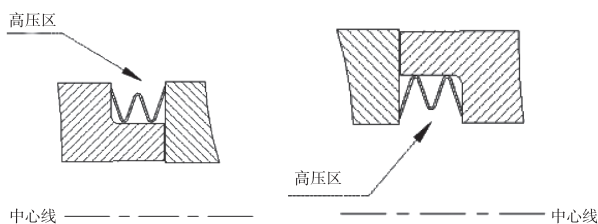


图 5 W 型封严环安装示意图

由于冷却气体从轴流压气机出口引出通过外部机匣向内部引入,高压区位于外部机匣端,所以该 W 型封严环开口朝上,压缩量变化不大,封严环截面的波纹数一般为 2 个波,见图 6。

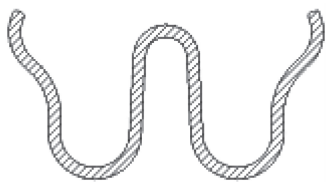


图 6 带 2 个波形的 W 型封严环截面形状

根据图 2 发动机接口要求,该 W 型封严环的内径 D_1 应大于 Φ_{xx7} mm,外径 D_2 应小于 Φ_{xx2} mm,环高 H 应大于 5 mm。

内径、外径及宽度的选取需要考虑热态变形以及制造公差。由于该发动机从冷态到热态时动二导

和动力涡轮一级外环的轴向间隙会变大,为 0.3 mm。为保证冷态时封严环的强度可靠,同时也能保证热态时封严环的接触应力,将冷态封严环的压缩量设定为 0.9 ± 0.2 mm,这样热态时封严环的压缩量至少为 0.4 mm,并设计了环高 H 为 5.9 ± 0.1 mm。

与此同时,根据第 2.3 节分析结论,增大外径 D_2 同时减小内径 D_1 可以有效降低最大 Von-Mises 应力和最大接触应力,使 W 型封严环的回弹率大大提高;波谷半径 R_2 的增大,可使 Von-Mises 应力减小,几乎不会对最大接触应力和回弹率造成任何影响;增大相切圆半径 R_3 ,可使最大 Von-Mises 应力减小,接触应力最大,回弹率增大;波高 h 增大,能减小最大 Von-Mises 应力、最大接触应力,对回弹率几乎无影响。

设计时应尽量降低封严环内径 D_1 ,提高封严环外径 D_2 ,适当加大波谷半径 R_2 、相切圆半径 R_3 、波高 h ,以保证封严环有较高的高温回弹率、较低的最大 Von-Mises 应力和适当的最大接触应力。故该 W 型封严环的内径 D_1 设计为 $\Phi 317.2 \pm 0.1$ mm,外径 D_2 设计为 $\Phi 331.75 \pm 0.1$ mm,波谷半径 R_2 设计为 0.89 mm,相切圆半径 R_3 设计为 3.0 mm,波高 h 设计为 3.95 mm。

3.3 仿真校核

金属 W 型封严环结构、受力均具有关于中轴线对称的特性,因此选用轴对称模型空间建立模型,并在有限元分析过程中假设材料同向性、无残余应力、无材料缺陷,W 型封严环成型过程中的薄壁厚度均匀。在模拟计算中,金属 W 型封严环轴向两端分别设置两个可变形实体单元,模拟金属 W 型封严环在法兰中的工作环境,法兰与封严环之间的选择面与面接触考虑摩擦且选择库伦摩擦,一般选择摩擦系数为 0.1 ~ 0.2,本文取中间值 0.15。

在对模型进行划分网格时,使计算更加精确,对靠近接触面的特定区域进行了网格细化。在网格密度确定前开展网格敏感性测试,细化网格尺寸下应力值相对误差在 5% 以内即视为网格尺寸合理。本研究网格划分示意图及放大图见图 7,网格划分大小见表 6。

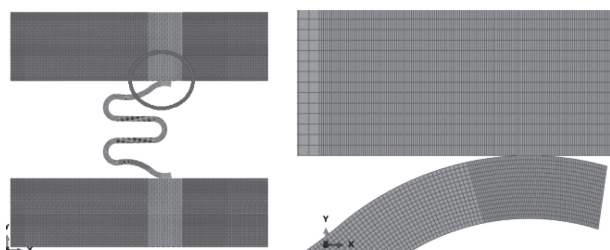


图7 W型密封圈网状分割

表6 网格划分大小

位置	接触区域/mm	非接触区域/mm
法兰	0.01	0.05
W-ring	0.01	0.02

由图8、图9可知,最大 Von-Mises 应力 686.8 MPa,最大接触应力 243.7 MPa。工作环境下最大 Von-Mises 应力小于 $\sigma_b = 1039$ MPa (GH4169 屈服强度)。

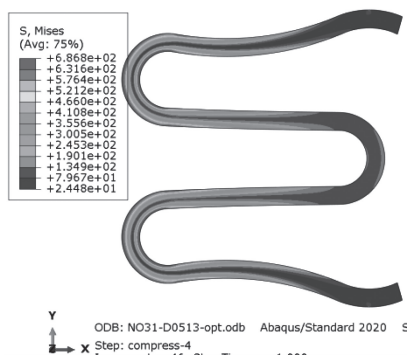


图8 Von-Mises 应力分布

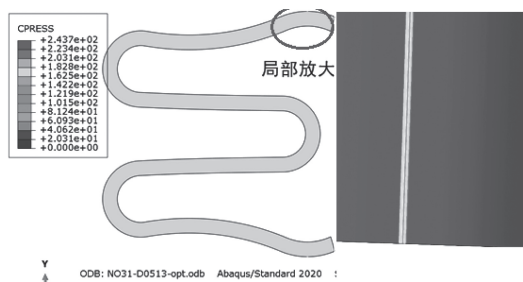


图9 接触应力分布

综上,该封严环满足强度设计要求。

3.4 高温下 W 型封严环压缩回弹特性分析

边界条件设定:设定 W 型封严环压缩量为 0.9 mm(略大于热态下 0.8 mm 的极限压缩量),即压缩

率为 16%,下法兰固定,上法兰压缩到 0.9 mm,再卸载到初始位置,其中 0.1 mm 为一个分析载荷步,经计算得到轴向荷值。高温下 W 型封严环压缩回弹特性曲线见图 10。

由图 10 可以看出,高温下将 W 型封严环压缩到 0.9 mm,再进行卸载,永久变形量为 0.012 mm,回弹量达到 0.888 mm,回弹率为 98.7%。根据经验,此封严环的轴向塑性变形量远小于 0.1H,满足使用要求。

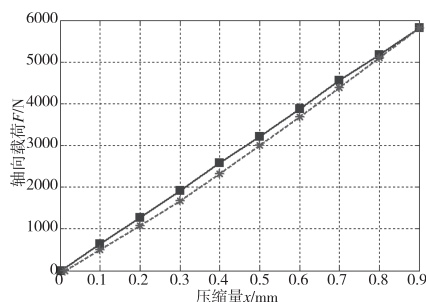


图10 高温下 W 型封严环压缩回弹

3.5 疲劳分析

结构失效的一个常见原因是疲劳,疲劳造成破坏与重复加载相关,通常分为两类:高周疲劳是当载荷的循环次数高的情况下产生的,应力通常较材料的极限强度低,应力疲劳用于高周疲劳;而低周疲劳是循环次数较少时出现的,常伴有塑性变形,应变疲劳用于低周疲劳。

ANSYSWorkbench 软件中的疲劳扩展程序 (Fatigue Module add-on) 是基于应力疲劳理论,适用于高周疲劳。根据 W 型封环工作时强度计算结果得知,其最大应力并未达到封环材料屈服极限,故封严环疲劳寿命预测可按照应力疲劳理论开展。

进行疲劳性分析,首先需要对结构材料进行 S-N 曲线(应力寿命曲线)的测定。通过对试件进行疲劳试验,得到 S-N 曲线是单轴的应力状态,本文所采用的 S-N 曲线是通过航空发动机手册得到。GH4169 具有较高的强韧度,综合性能良好^[3]。一些常用力学性能如表 7 所示,表 8 为疲劳特性参数。

表7 GH4169 力学性能

温度 /℃	弹性模量 /GPa	屈服强度 /MPa	抗拉强度 /MPa	泊松比
650	167	1039	1310	0.3

表 8 GH4169 疲劳曲线数据

序号	循环次数	应力幅/MPa
1	5.00E+03	685
2	1.00E+04	640
3	5.00E+04	565
4	1.00E+05	535
5	5.00E+05	495
6	1.00E+06	480
7	1.00E+07	445

S-N 曲线的绘制受到平均应力的影响,可以通过平均应力修正理论的实施来达到这一目的。GH4169 是一种韧性材料,Goodman 理论适用于韧性材料的平均应力修正理论。因此用 Goodman 理论来考虑平均应力的影响。如图 11 所示。

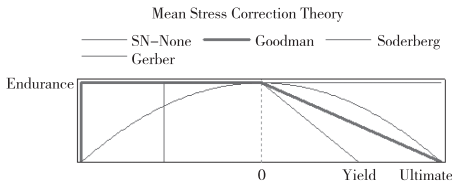


图 11 平均应力修正理论曲线

根据 W 型封严环的工作环境,确定一个加载周循环如下:工作状态下加载压缩 0.9 mm,保持 2 s,卸载到 0.6 mm,用时 2 s,在压缩量 0.6 mm 下保持 3 s,加载压缩到 0.9 mm,用时 2 s。通过有限元强度分析可知,W 型封严环工作状况 0.9 mm 压缩量下的最大等效应力 830 MPa,0.6 mm 压缩量下的最大等效应力 384 MPa。重复加载过程维持最大和最小的应力水平恒定,为恒定振幅载荷。W 型封严环的最大应力在 384 ~ 830 MPa 之间交替变化,应力比:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{384 \text{ MPa}}{830 \text{ MPa}} = 0.46$$

在 ANSYS 中,W 型封严环恒定幅值加载曲线如图 12 所示。

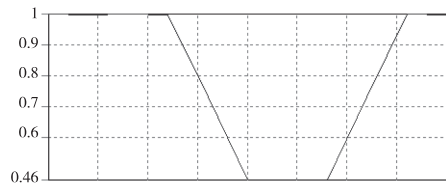


图 12 W 型封严环恒定幅值加载曲线

一个循环用时 9 s,设计寿命 2000 h,在疲劳模块中设置循环次数 800000 次。仿真计算可以看到,W 型封严环的整体疲劳寿命如图 13 所示,该图显示的是在循环载荷作用下,直到失效的循环次数。由图可知,W 型封严环的整体疲劳寿命,就是 S-N 曲线的最大循环次数 $1e7$ 远大于设计要求的 800000 次。

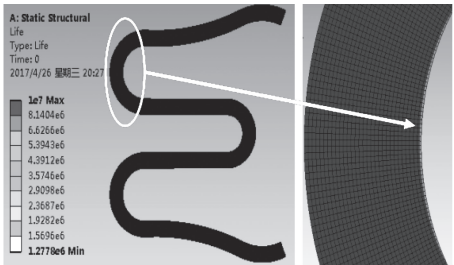


图 13 W 型封严环的疲劳寿命

W 型封严环的整体疲劳安全系数 (Safety Factor) 如图 14。由图可知,W 型封严环的整体疲劳安全系数为 1.3 ~ 15,疲劳安全系数最小值为 1.3,出现在 W 型封严环波谷处,满足此材料的疲劳安全系数 1.1。

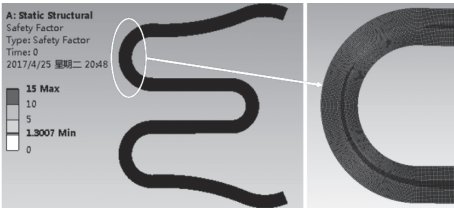


图 14 W 型封严环的疲劳安全系数

4 试验验证

密封性试验、弹性试验、疲劳试验按《航空燃气涡轮发动机用 W 型封严环设计方法》^[2]要求进行试验验证,设计的 W 型封严环在直径方向上每毫米泄漏量约为 $0.58 \times 10^{-3} (\text{m}^3/\text{h})$;常温下弹性试验后最终宽度 H 塑性变形量为 0.8%,高温下弹性试验后最终宽度 H 塑性变形量为 1.25%;疲劳试验后轴向塑性变形量为初始环高的 3.98%;且上述试验后荧光检查均无裂纹,满足标准试验评定准则。

5 结论

本文根据某型发动机的接口尺寸、环境温度,依

发动机飞轮壳疲劳强度分析方法研究与验证

高洋洋

(江西机电职业技术学院,江西 南昌 330013)

摘要:发动机飞轮壳是发动机的重要结构部件,其疲劳强度对发动机的可靠性和寿命至关重要。通过搭建整个动力总成系统有限元模型,得到总成弯曲扭转振型,并获取飞轮壳体固有频率,从而识别出飞轮壳体结构设计的薄弱点,避免因共振导致飞轮壳体的破坏。运用 abaqus 和 FEMFAT 进行联合仿真,综合考虑平均应力、应力梯度及表面粗糙度的影响,研究飞轮壳疲劳强度分析方法,并与实际案例对比,验证了仿真方法的可靠性,为发动机的可靠性提升提供参考。

关键词:发动机飞轮壳 强度分析 疲劳强度

中图分类号:TH122

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0036-05

Research and validation of the fatigue strength analysis method for engine flywheel casing

GAO Yangyang

Abstract: The flywheel casing is a critical structural component of the engine, and its fatigue strength is crucial to the reliability and lifespan of the engine. In this study, by creating a finite element model of the entire power assembly system, the bending and torsional vibration modes of the assembly are determined, along with the inherent frequency of the flywheel casing. This enables the identification of design weaknesses in the flywheel casing structure, thus preventing damage due to resonance. A joint simulation using Abaqus and FEMFAT comprehensively takes into account the effect of average stress, stress gradients, and surface roughness. The comparison between the simulation method and the actual cases validates the reliability of the simulation method, offering insights for enhancing engine reliability.

Keywords: engine flywheel casing, strength analysis, fatigue strength

据密封性能参数对结构参数的影响进行分析,确定了 W 型封严环典型的外型轮廓尺寸。

对工作环境温度下最大压缩量状态的 W 型封严环进行了有限元计算,确定了最大压缩量下封严环的等效应力和接触应力满足强度要求;对 W 型封严环工作环境温度下的压缩回弹特性进行了分析,回弹特性满足通用要求;对 W 型封严环的高周疲劳特性进行了分析,此封严环的疲劳寿命满足发动机要求。

经过试验验证,该 W 型封严环的密封性、常温 and 高温弹性、疲劳性能均能满足通用标准要求。

- [1] 马智. 一种高精度 W 型封严环压缩量测控方法[J]. 中国仪器仪表, 2018(5): 67-70.
- [2] 钟滨涛, 行峰涛, 刘勇军, 等. 密封圈及具有该密封圈的航空发动机; 201210032696. 7[P]. 2015-05-06.
- [3] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册: 第 2 卷: 变形高温合金 铸造高温合金[M]. 2 版. 北京: 中国标准出版社, 2002.

作者简介: 欧珂, 2014 年毕业于北京航空航天大学, 获工学学士学位, 现任职于中国航发湖南动力机械研究所, 主要从事航空发动机结构强度与适航方向的研究工作。在航空发动机领域积累了丰富的科研经验, 参与了多项重要科研项目, 并取得显著成果, 曾获集团科技进步奖。

收稿日期: 2025-01-15

参考文献

0 引言

飞轮壳体是发动机的重要零部件,主要是安装在发动机与变速箱之间,可以实现发动机与变速器的有效联接,起到连接机体、防护和载体的作用。通常飞轮壳体除了承受来自发动机和变速箱的重量,还需要承受路面冲击载荷、螺栓预紧力等外力作用,容易导致飞轮壳体产生裂纹,因此对发动机疲劳强度的分析对其结构设计具有重要的意义。

目前对发动机飞轮壳体的研究,主要集中在对其结构优化设计,其中国外 Smith, J, Brown, T 等^[1]采用 Paris-Erdogan 公式和 Miner 线性累积损伤理论,对飞轮壳的疲劳寿命进行了详细的预测,并通过实验验证了其准确性;Müller 等^[2]通过 3D 有限元分析结合疲劳试验,系统研究了飞轮壳在复杂应力状态下的疲劳行为,验证了数值模拟的可靠性;Smith, J, Wilson, R 等^[3]采用拓扑优化和形状优化技术,优化了飞轮壳的结构,显著提升了其疲劳寿命,并通过实验验证了优化设计的有效性。国内在飞轮壳体结构设计上,主要是通过建立单个或动力总成系统简化的飞轮壳有限元模型,分析飞轮壳的强度和疲劳强度,最终得到飞轮壳的应力分布和安全系数^[4-6]。同时在结构优化方面,通过改变飞轮壳的形状、尺寸和连接方式等,提高了其整体刚度和疲劳强度^[7-9]。综上所述,国内外对发动机飞轮壳疲劳强度的分析大部分是通过有限元分析、疲劳寿命预测模型进行研究,但系统地分析发动机飞轮壳疲劳强度,同时搭建整个动力总成系统模型来模拟飞轮壳受到振动影响的研究相对较少。未来,随着计算力学的发展,搭建系统模型并真实精确分析飞轮壳的疲劳强度将成为研究重点。

本文以某发动机飞轮壳体在耐久试验中存在裂纹这一案例为研究对象,搭建整个动力总成系统模型,获取飞轮壳体固有频率,从而识别出飞轮壳体结构设计的薄弱点,并运用 abaqus 和 FEMFAT 进行联合仿真,系统地研究飞轮壳疲劳强度分析方法,通过与实际案例对比,验证仿真方法的可靠性,为发动机的可靠性提升提供重要保障。

1 输入边界参数确定

为了最大限度模拟真实工况,发动机飞轮壳体需要的输入边界参数,主要包括飞轮壳体、飞轮壳体的固定螺栓、离合器壳体、发动机悬置、变速箱悬置、部分缸体、裙架及其安装在飞轮壳体上的附件(如起动机等)的材料参数,发动机及变速箱质量及重心(质量加载情况按实际情况而定),以及加载在飞轮壳体上各螺栓预紧力。

2 有限元模型建立

2.1 网格划分

网格类型建议使用二阶四面体单元即 C3D10M,其中倒角处网格保证 3 层及 3 层以上,与飞轮壳体接触面的网格可以细化,如缸体、裙架与飞轮壳体接触面,离合器壳体与飞轮壳体接触面,剩余部分可自动划分网格。强度分析时,缸体、裙架只需要截取部分模型进行网格划分,一般截取与飞轮壳体接触临近第一个缸孔的一半。同时建立螺栓实体模型,并保证螺栓法兰面与接触零件的网格节点一一对应,便于计算收敛,需要注意的是螺栓预紧力横截面需要事先切割,确保螺栓预紧力施加横截面与螺栓轴向垂直。

2.2 模型连接、载荷及边界条件的设置

曲轴箱、缸体、离合器壳体及起动机法兰面与飞轮壳体接触用 contact,各螺栓法兰面与对应接触的零部件接触用软接触,并根据材料设置综合弹性模量,螺纹处与裙架、缸体、飞轮壳体接触用 tie。耦合发动机悬置与缸体固定孔及截取缸体、裙架截面到发动机重心点处,耦合变速箱悬置与变速箱固定孔及离合器壳体端面到变速箱重心点处。

分析时,对悬置弹性中心点进行固定,发动机及变速箱的质心添加各自的等效质量,整体模型添加一定的重力加速度。

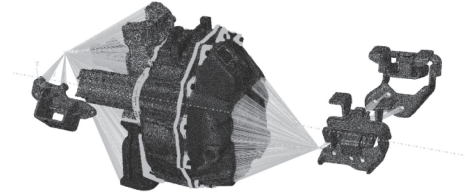


图1 发动机及变速箱重量转换为集中力载荷加载情况

2.3 模态评估

为了更好地获取飞轮壳体固有频率,识别出飞轮壳体结构设计的薄弱点,分析时搭建整个动力总成模型,发动机附件通过调整变密度法更改质量。评价标准要求飞轮壳体的一阶约束模态值大于发动机额定转速二阶频率值,这样才能有效避开发动机的激励频率。

2.4 飞轮壳体强度分析

汽车动力总成是通过悬置支架固定在汽车车架或车身上,路面激励则是通过悬置支架传递到动力总成飞轮上。静强度分析,主要分析飞轮壳体受到X、Y、Z正负方向上的冲击载荷时产生破坏的可能性。强度分析时,共设8个分析步,具体如下:

Step1:施加螺栓预紧力;

Step2:固定螺栓 fix bolt;

Step3:在X正方向上施加+5G(整个模型,其中G表示重力加速度,单位 m/s^2),同时将发动机的重量转换为集中力加载在发动机重心上,将变速箱的重量转换为集中力加载在变速箱重心上;

Step4:在X负方向上施加-5G(整个模型),同时将发动机的重量转换为集中力加载在发动机重心上,将变速箱的重量转换为集中力加载在变速箱重心上;

Step5:在Y正方向上施加+5G(整个模型),同时将发动机的重量转换为集中力加载在发动机重心上,将变速箱的重量转换为集中力加载在变速箱重心上;

Step6:在Y负方向上施加-5G(整个模型),同时将发动机的重量转换为集中力加载在发动机重心上,将变速箱的重量转换为集中力加载在变速箱重心上;

Step7:在Z正方向上施加+11.5G(整个模型),同时将发动机的重量转换为集中力加载在发动机重心上,将变速箱的重量转换为集中力加载在变速箱重心上;

Step8:在Z负方向上施加-11.5G(整个模型),同时将发动机的重量转换为集中力加载在发动机重心上,将变速箱的重量转换为集中力加载在变速箱重心上。

最后评价结果,X、Y、Z正负方向上的最大应力

均小于材料的屈服强度。

2.5 疲劳强度评估

发动机飞轮壳体在循环往复的激励作用下,容易产生高周疲劳,引起疲劳破坏,从而导致壳体开裂。为了更好地分析其疲劳寿命,分析时采用 FEM-FAT 中的 TransMAX 模块,该模块主要适用于载荷点及边界条件都在变化以及顺序排列应力结果。

分析时边界载荷选择静强度分析6方向作用的应力结果,同时进行参数控制,选择分析目标为安全系数,基于应力生成材料参数,其中飞轮壳的材料力学属性如图2所示。

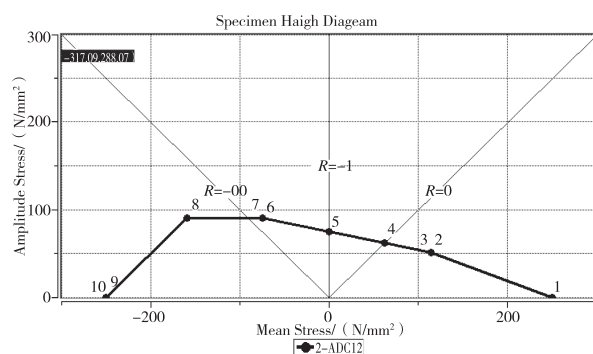


图2 飞轮材料力学属性图

同时考虑相对应力梯度对疲劳极限的修正方法:

$$\chi = \frac{d\sigma}{dx} \quad (1)$$

$$\chi' = \frac{1}{\sigma_{\max}} \left(\frac{d\sigma}{dx} \right) \quad (2)$$

$$f_{GenDur} = 1 + \frac{(\delta_{altBending}/\delta_{altTC} - 1)}{(2/b)^v} \chi'^v \quad (3)$$

其中, χ 是应力梯度; χ' 为相对应力梯度,若是拉/压应力 $\chi'_{altTC} = 0$,弯曲应力 $\chi' = 2/b$; $\sigma_{\max}$ 为计算米泽斯应力; $\delta_{altBending}$ 为相对弯曲应力; f_{GenDur} 为支持系数;其中 b 一般取 7.5 mm ; v 一般取 0.3 。

3 飞轮壳体仿真实例验证

3.1 故障描述

某车型在进行 45000 km 耐久试验后,拆解发动机时发现飞轮壳传感器安装凸台附近和排气侧上方有裂纹。根据要求,需要分析该飞轮壳体结构设计疲劳强度是否满足要求。

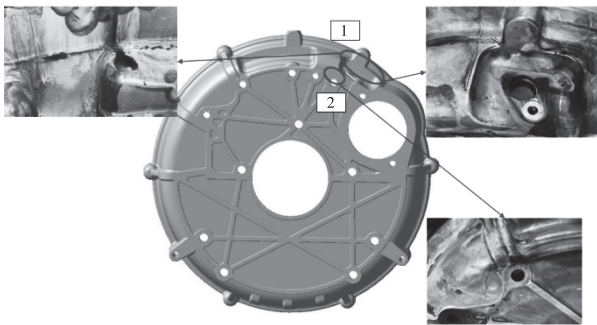


图 3 总成模式一阶弯曲模式 135 Hz

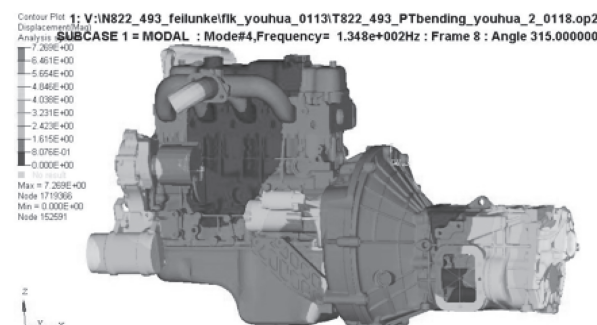


图 4 总成模式一阶弯曲模式 135 Hz

3.2 材料参数与边界载荷

飞轮壳体采用的材料是压铸铝 ADC12,屈服强度为 160 MPa,疲劳强度为 268 MPa,弹性模量 70000 MPa,泊松比 0.35,密度为 $2.7\text{E}-09\text{ t/mm}^3$ 。缸体材料是 HT250,变速箱悬置材料是 Q235,变速箱壳体是 ZL101A-T6 压铸铝,发动机悬置材料是 QT500,启动机壳体材料是压铸铝 ADC12。

表 1 材料参数

名称	材料牌号	密度 /(t/mm^3)	弹性模量 /MPa	泊松比	屈服强度 /MPa
飞轮壳	ADC12	$2.7\text{E}-09$	70000	0.33	160
缸体	HT250	$7.2\text{E}-09$	$1.2\text{E}+5$	0.27	-
变速箱悬置	Q235	$7.85\text{E}-09$	$2.1\text{E}+5$	0.3	-
变速箱壳体	ZL101A	$2.65\text{E}-09$	72600	0.33	-
发动机悬置	QT500	$7.85\text{E}-09$	$2.1\text{E}+5$	0.3	-
启动机壳体	ADC12	$2.7\text{E}-09$	70000	0.33	-

安装飞轮壳体各螺栓预紧力:启动机螺栓 M13,预紧力 $F=11538\text{ N}$;变速箱与飞轮壳螺栓 M10,预紧力 $F=23750\text{ N}$;加强板与缸体螺栓 M10,预紧力 $F=20000\text{ N}$;加强板与飞轮壳螺栓 M12,预紧力 $F=33333\text{ N}$;飞轮壳与缸体螺栓 M10,预紧力 $F=225000\text{ N}$;飞轮壳与缸体螺栓 M12,预紧力 $F=33333\text{ N}$ 。

3.3 模态分析

通过分析得到总成模式一阶弯曲模式 135 Hz,而该款发动机最大连续转速 3200 rpm,评价标准为 107 Hz(系统的一阶模态值应大于发动机额定点发火频率),满足设计要求。

3.4 强度校核

飞轮壳体受到 X、Y、Z 正负方向上的冲击载荷时,3 个裂纹区域最大应力情况如图 5 所示。

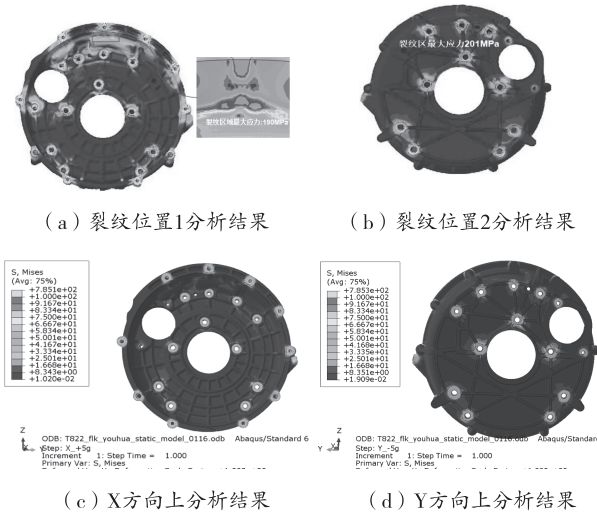


图 5 强度分析结果

从分析云图可知,在 $Z=-11.5\text{g}$ 工况下,飞轮壳体裂纹位置 1 最大 Mises 应力值为 190 MPa,裂纹位置 2 最大 Mises 应力值为 201 MPa,考虑到裂纹 2 处是安装螺栓,进一步提取该位置最大压应力为 -320 MPa ,表现为抗压,可以确定是由于螺栓力矩过大引起的压裂。通过分析发现,两点裂纹位置应力均大于材料屈服强度 160 MPa,与实际裂纹区域吻合;其他方向载荷作用飞轮壳体各区域的应力值均小于材料的屈服强度 160 MPa,满足设计要求,结果见表 2。

3.5 疲劳强度分析

将 6 个方向分析得到的应力结果导入 FEMFAT

表 2 强度分析结果

项目	分析工况				
	X ₊ +5g	X ₋ -5g	Y ₊ +5g	Y ₋ -5g	Z ₋ 11.5g
分析结果	110MPa	106MPa	106MPa	108MPa	126MPa
评价标准	小于 160MPa				

软件中,选择 TransMAX 模块,材料类型选择铸件,输入材料屈服强度,计算得到裂纹 1 区域的最小疲劳安全系数为 1.01,裂纹 2 区域的最小疲劳安全系数为 0.98,最小疲劳安全系数区域与强度分析结果区域一致,结果均小于评价标准 1.1。

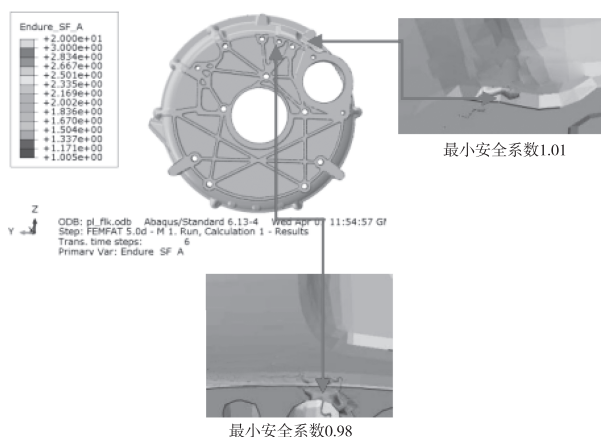


图 6 疲劳强度分析结果

4 结论

通过对发动机飞轮壳疲劳强度分析方法研究与验证,主要得到以下结论:

(1)建立了动力总成系统有限元模型,得到了总成弯曲扭转振型,获取了飞轮壳体固有频率,识别飞轮壳体结构设计的薄弱点,避免因共振导致飞轮壳体的破坏;

(2)以飞轮壳体强度分析为基础,系统地阐述了飞轮壳疲劳强度仿真分析方法,运用 abaqus 和 FEMFAT 联合仿真,综合考虑平均应力、应力梯度及表面粗糙度的影响,并与实际案例对比,验证仿真方法的可靠性,为发动机的可靠性提升提供参考。

参考文献

- [1] SMITH J, BROWN T, WILSON R. Fatigue life prediction of engine flywheel housings using Paris - Erdogan and Miner's law [J]. Journal of mechanical engineering, 2019, 145(3): 213-222.
- [2] WILSON R, SMITH J, BROWN T. High strength steel in engine flywheel housings: fatigue performance under high stress conditions [J]. Journal of materials processing technology, 2022, 295: 117308.
- [3] SMITH J, WILSON R, JONES M. Topology and shape optimization of engine flywheel housings for improved fatigue life [J]. Engineering optimization, 2023, 55(2): 123-137.
- [4] 刘晓明, 杨晓翔, 韦铁平. 发动机飞轮壳强度有限元分析 [J]. 机械设计与制造, 2015(11): 239-242.
- [5] 王丽凤. 柴油机飞轮壳强度有限元分析及结构改进 [J]. 桂林航天工业学院学报, 2020, 25(1): 52-55.
- [6] 陈员斌, 施雷, 毛中欣, 等. 某柴油机飞轮壳静力学分析及结构优化 [J]. 移动电源与车辆, 2022, 53(2): 1-3.
- [7] 孙艳伟, 崔志勇, 王俊然, 等. 矿用卡车发动机飞轮壳断裂故障分析与优化 [J]. 柴油机设计与制造, 2024, 30(1): 10-13.
- [8] 陈员斌, 施雷, 毛中欣, 等. 某柴油机飞轮壳静力学分析及结构优化 [J]. 移动电源与车辆, 2022, 53(2): 1-3.
- [9] 耿广锐, 王红, 刘道勇, 等. 某大功率发动机飞轮壳耐久性仿真方法研究 [C]//中国汽车工程学会. 2023 中国汽车工程学会年会论文集(7). 北京: 机械工业出版社, 2023: 4.

作者简介: 高洋洋 (1992-), 男, 江西抚州人, 硕士研究生, 工程师, 主要研究方向: 汽车及其零部件设计理论与方法。

收稿日期: 2024-07-27

基于纳米压痕/划痕实验的牙科车针磨牙成屑机理研究*

李玉刚^{1,2}, 张宇³, 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;
3. 中国航天系统科学与工程研究院, 北京 100037)

摘要: 牙科磨牙诊疗因使用旋转器械驱动车针磨削患牙, 将产生大量牙齿磨屑颗粒, 释放到空气中造成悬浮颗粒气溶胶污染, 对牙科人员构成了潜在的健康风险。本文通过开展牙齿纳米压痕和纳米划痕实验, 模拟真实牙科诊疗过程中的车针磨牙过程, 探究了磨粒与牙齿材料之间的相互作用, 揭示了牙齿磨削成屑机理, 以期为牙科诊疗环境中磨屑颗粒气溶胶污染的治理提供理论支撑。

关键词: 车针磨牙 气溶胶污染 纳米压痕/划痕实验 成屑机理 理论支撑

中图分类号: TP274

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)04-0041-06

Study on the particle formation mechanism during tooth grinding with dental bur based on nanoindentation/scratch experiments

LI Yugang, ZHANG Yu, YANG Lin

Abstract: The tooth grinding procedure involves the use of rotary instruments to drive the bur for the treatment of diseased teeth, which generates a significant amount of tooth debris particles. These particles are subsequently emitted into the air, forming suspended particulate aerosols that contribute to environmental pollution and pose potential health risks to dental professionals. This study conducted nanoindentation/scratch experiments on teeth to simulate the dental bur grinding process during actual dental treatment. The interaction between abrasive particles and teeth is investigated to reveal the particle formation mechanism during tooth grinding. The research findings provide theoretical support for the management of aerosol pollution from tooth debris particles in dental treatment environment.

Keywords: tooth grinding with dental bur, aerosol pollution, nanoindentation/scratch experiments, particle formation mechanism, theoretical support

0 引言

磨屑是在磨削过程中所产生的伴随产物, 是当磨削工具与待磨材料表面接触并施加切削力时, 材料因受力而发生变形、断裂并最终被剥离形成的碎片。在牙科, 牙医通常使用旋转器械驱动车针磨削患牙, 以完成所需诊疗手术程序。研究证实, 车针磨牙将产生大量含有患者血液或唾液的牙齿磨屑颗粒, 释放到空气中可能引发致病性气溶胶污染, 对牙科人员构成了潜在的健康风险^[1]。

微观尺度上, 车针磨牙过程中牙齿材料的去除是通过单个或少量金刚石磨粒与牙齿表面接触、挤

压和剪切所完成。然而, 由于车针表面磨粒的随机分布特征, 导致磨牙过程具有一定的随机不确定性, 加大了对磨粒与牙齿间交互作用精细模型构建及材料去除具体机制深入理解的难度。为揭示此类复杂机械作用背后的物理规律, 机械工程和材料科学领域研究人员转而采用纳米压痕和纳米划痕技术, 在微纳米尺度上模拟和观察材料微观结构的演变, 并量化磨削过程中材料的局部变形、裂纹扩展和断裂去除行为, 表征材料机械性能^[2]。因此, 本文基于纳米压痕/划痕实验技术, 开展了牙科车针磨牙成屑机理研究, 且研究结果可为牙科诊疗环境中磨屑颗粒气溶胶污染的治理提供理论支撑。

1 实验原理

纳米压痕实验通常使用 Berkovich 金刚石压头在一定载荷下缓慢压入试样材料表面,模拟磨削过程中单颗磨粒压入材料的过程,并在卸载后通过测量压痕过程中载荷与压痕深度的关系,以获取材料载荷-位移曲线;同时,结合显微镜,以考察材料硬度和弹性模量^[2]。具体纳米压痕实验原理示意图如图 1 所示。

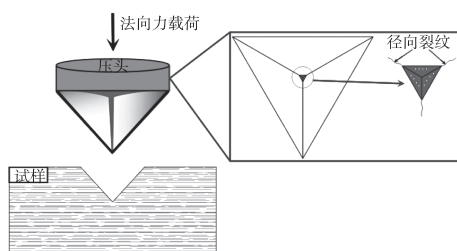


图 1 纳米压痕实验原理图

根据经典弹塑性变形理论中关于硬度与弹性模量的定义,当压头以法向载荷 P 垂直作用于材料表面,且压入后与材料表面所形成的接触深度为 h 时,被测材料的弹性接触刚度 H_c 可表示为:

$$H_c = \frac{dP}{dh} \quad (1)$$

当法向力载荷增加到最大值 $P_{\max}$ 时,被测材料的硬度 H 和弹性模量 E 可分别由下式求解^[3]:

$$H = \frac{P_{\max}}{A} \quad (2)$$

$$E = \frac{1 - \nu_s^2}{\frac{2}{H_c} \sqrt{\frac{\pi}{A}} - \frac{1 - \nu_{in}^2}{E_{in}}} \quad (3)$$

式中, A 为最大载荷时压头与样件材料的接触面积; ν_s 和 ν_{in} 分别表示被测材料和压头泊松比; E_{in} 表示压头弹性模量。本文中所涉及的压头均为金刚石材料,泊松比取值为 0.07,弹性模量取值为 1114 GPa; 人类牙齿的牙釉质和牙本质泊松比取值均为 0.3。

对比纳米压痕实验,纳米划痕实验则可更直接的模拟磨削过程中磨粒在材料表面切削和滑动过程,并通过压头对材料表面施加恒定或变化的负载进行线性或循环划刻,监测载荷与压头移动距离的关系以及表面划痕的形态变化,根据划痕及伴随产

生的磨屑形态分析材料的去除机制。具体纳米划痕实验原理示意图如图 2 所示。

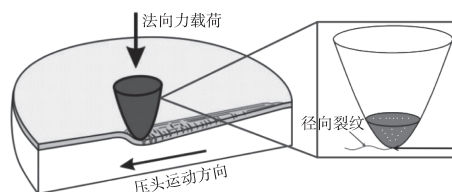


图 2 纳米划痕实验原理图

根据 Lawn 材料断裂理论^[3],试样材料断裂韧性与产生的径向裂纹长度(图 1 和图 2,其中,图中点阵区域代表压头与被测材料之间的接触面)显著相关,其具体关系式如下:

$$K_c = \left(\frac{E}{H} \right)^{1/2} \left(\frac{P_{\max}}{C_r^{3/2}} \right) \varepsilon_{in} \quad (4)$$

式中, C_r 为径向裂纹长度; ε_{in} 为与压头几何形状相关的常数,且压头形状不同, ε_{in} 取值不同。本研究中所使用球形压头的 $\varepsilon_{in} = 0.75$; Berkovich 压头的 $\varepsilon_{in} = 1.034$ 。

2 实验材料与方法

本文实验研究中,由贵阳市口腔医院负责收集并提供因患有牙周炎或智齿的患者而拔出的完整磨齿作为实验样本,且本实验研究经贵阳市口腔医院医学伦理委员会伦理审查后批准,批准号: GYSKLL-KY-20220301-01。实验样本在拔出后使用生理盐水彻底清洗,并置于室温下 0.5% 氯胺溶液中保存,直至预处理取出。

2.1 牙齿样本预处理

考虑到人类磨牙形状的不规则特性,使得在对其开展纳米压痕/划痕实验时难以实现精确加载。同时,鉴于材料测试表面平整度是影响实验结果准确性和可靠性的关键因素,因此,在实验开始前,需对牙齿样本进行预处理以满足实验要求^[4]。

如图 3 所示,具体预处理步骤如下:

步骤 1: 将磨齿根部垂直嵌入六角钢槽中,并使用美国得克萨斯州 Huntsman 公司生产的自固化环氧树脂(型号: Araldite 2028-1)加以固定。

步骤 2: 将装有牙齿样本的钢槽夹持于牙科手术 CNC 数值模拟平台(详细说明见文献[5]),并使

用日本 MANI 公司生产的标准粒度金刚石车针(型号:SF-12)将牙齿样本的牙冠加工为垂直于钢槽底面的平面。

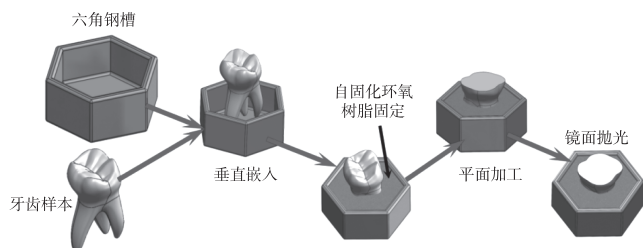


图3 牙齿样本预处理流程图

步骤3:使用深圳市郑鹏金刚石工具有限公司生产的W1粒度金刚石研磨膏(型号:W1-8000)对加工面进行精细抛磨,以获得镜面光滑、平坦且满足纳米压痕实验和纳米划痕实验所需平整度的表面。

步骤4:对经金刚石车针加工并抛光过的牙齿样本表面进行超声清洗,以去除表面残留杂质,并在正式实验前使用美国 Pulpdent 公司生产的 Gel Etch 牙科用磷酸酸蚀剂对牙釉质和牙本质进行酸蚀处理,以通过酸蚀作用显现牙釉质釉柱和牙本质小管结构。

2.2 实验仪器

使用奥地利 Anton Paar 公司生产的纳米压痕仪(型号:TTX-NHT³;载荷范围:0.1~500 mN;载荷分辨率:0.04 N;深度分辨率:0.04 nm)搭载 Berkovich 金刚石纳米压头在 200 mN 峰值载荷下对经预处理后的牙齿样本进行纳米压痕实验(图4),加载模式为:加载时间:30 s;保持时间:10 s;卸载时间:30 s,具体如图5所示。

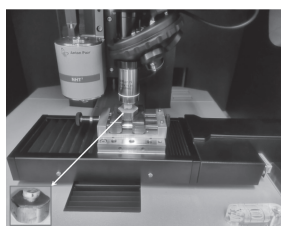


图4 纳米压痕实验仪器及牙齿样本

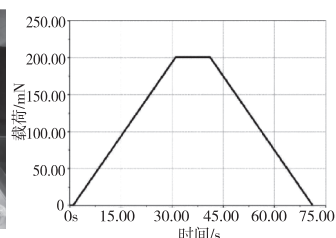


图5 加载-卸载时间曲线图

为避免实验的偶然性,减小误差,并提高实验结果的可靠度,本文分别对牙齿样本的牙釉质和牙本质组织各进行3组牙齿样本压痕实验,且在每组实

验样本抛光面各取5个压痕点(各点间距 $\geq 50 \mu\text{m}$),通过连续测量各压痕点的加载力及相应压痕深度,并对测量结果数据进行统计学平均化(求均值)处理,以测定牙釉质和牙本质的弹性模量 E 和硬度 H 值,其中,牙釉质压痕位置均为横截面,且方向均与釉柱平行;而牙本质压痕位置均为近釉牙本质界,且均与牙本质小管平行。

此外,实验使用英国 Micro Materials 公司所生产的纳米划痕仪(型号:Nano test advantage;载荷范围:0~30 N;载荷分辨率:3 nN;位移分辨率:0.002 nm)搭载曲率半径为 $5 \mu\text{m}$ 的球锥形金刚石纳米压头,通过设定划痕速度、初始载荷、最终载荷和划痕长度等参数控制压头位移,分别对牙齿样本牙釉质和牙本质组织进行纳米划痕实验(图6),具体参数设定为:划痕速度 $10 \mu\text{m/s}$,初始载荷 0 mN,最终载荷 200 mN,压头总位移(划痕长度)为 $500 \mu\text{m}$ 。



图6 纳米划痕实验仪器



图7 激光扫描共聚焦显微镜

2.3 图像采集

采用 Olympus 公司生产的激光扫描共聚焦显微镜(型号:OLS5000;高度测量显示分辨率:0.5 nm;宽度测量显示分辨率:0.1 nm)对纳米压痕实验和纳米划痕实验的结果进行图像采集(图7),以观察牙齿材料微观结构演变过程,并分析其裂纹扩展、变形模式及断裂行为。

3 实验结果与讨论

纳米压痕实验证实,人类牙齿牙釉质和牙本质因结构不同而具有不同的材料特性,且牙釉质的硬度和弹性模量平均值均比牙本质高,如表1所示。

同时,根据纳米压痕深度云图可知,在相同的载荷力(200 mN)下,纳米压头压入牙本质的最大深度(1.701 μm ,图8)比压入牙釉质的最大深度(0.794 μm ,图9)更深。因此,在一定压力载荷下,材料硬度越低,压头与样件材料的接触面积越大,同时压头压入深度也越深。

表1 纳米压痕实验所得牙釉质和牙本质材料特性平均值

类别	组别	硬度 H/GPa	弹性模量 E/GPa
牙釉质	第一组	3.693	78.951
	第二组	2.961	73.62
	第三组	3.257	75.275
	平均值	3.304	75.949
牙本质	第一组	0.655	19.431
	第二组	1.014	20.133
	第三组	0.717	18.527
	平均值	0.795	19.364

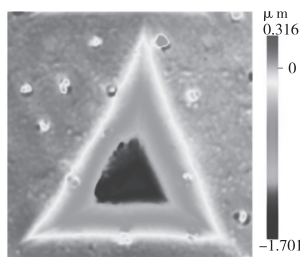


图8 牙本质纳米压痕深度云图

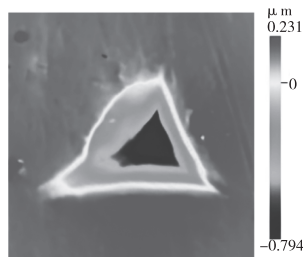


图9 牙釉质纳米压痕深度云图

通过对利用激光扫描共聚焦显微镜所获取的纳米压痕形貌图(图10)的分析可知,随着压力载荷的增加,牙釉质的釉柱和牙本质的小管结构均发生变形,并在所受应力超过各自的断裂强度阈值时发生断裂,从而导致牙釉质和牙本质表面出现塌陷,最终形成压痕。不同的是,在牙釉质压痕角处可观察到有明显裂纹产生,而在牙本质压痕角处则未观察到裂纹,这可能是由于牙本质内所含有机成分在其变形过程中起到了“粘合剂”作用,从而有效抵抗了裂纹形成^[6]。

值得注意的是,Carreon等^[7]通过扫描电子显微镜和原子力显微镜分别观察牙釉质和牙本质压痕,同样得到了类似结果(图11),且该研究表明,位于

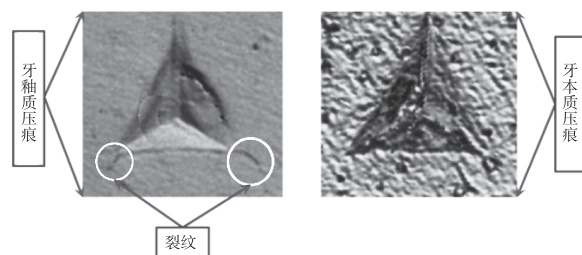


图10 纳米压痕形貌图

纳米压痕同一侧裂纹将随亚表面微裂纹的出现而发生交汇,并最终使牙齿材料断裂形成碎屑。同时,该研究指出,在大块管间牙本质中牙本质小管表现类似于多孔材料中的“孔洞”,即不同于牙釉质,牙本质的变形更接近于具有较高孔隙率的多孔材料而非具有较低孔隙率的固体材料。Yadav等^[8]研究表明,在多孔材料中,由于孔隙坍塌闭合将会导致压痕下方的材料变得更加致密,因此,高孔隙率结构可能有助于提高牙本质的塑性。

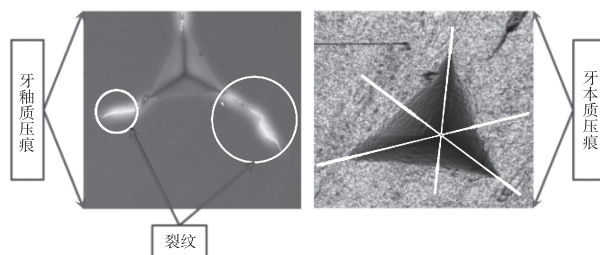


图11 Carreon等研究所得纳米压痕形貌图^[7]

如图12所示,在划痕压头耕犁作用下,牙釉质和牙本质表面均可观察到明显的耕犁沟槽,且沟槽两侧均出现了因材料堆积而形成的隆起。同时,随着划痕压头与材料表面接触并沿划痕方向逐渐切入推进(伴随法向力载荷逐渐增大),沟槽深度逐渐加深,隆起高度也随之升高,且牙釉质和牙本质划痕均呈现出由“浅淡”变“清晰”的变化趋势。然而,不同的是,牙釉质划痕沟槽两侧除有隆起外,还可观察到显著的碎屑堆积,而牙本质沟槽两侧则仅可观察到隆起,且与牙釉质隆起相比,其平滑程度更高,如图12中牙釉质和牙本质划痕形貌的局部放大图所示。如前文所述,该不同可能是由于高孔隙率和有机成分均有助于牙本质较牙釉质更具韧性^[6]。

对于纳米划痕实验,在Carreon等^[7]的相关研究中也观察到了类似结果。尽管该研究的目标是通

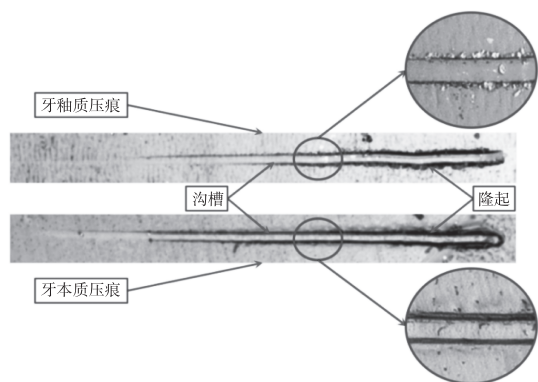


图12 纳米划痕整体形貌及局部放大图

过纳米划痕实验量化人类牙齿的材料性能,但其根据人类牙齿牙釉质层级化微观结构特征,结合划痕实验压头(该研究中同样采用 Berkovich 金刚石压头)运动方向,对牙釉质确定了三种不同的划痕压头压入方向,具体的:第一种压入方向为釉柱径向方向,如图 13(a)所示;第二种压入方向为釉柱轴向方向,且同时垂直于划痕方向,如图 13(b)所示;第三种方向与本文实验研究测试方向相同,即同样为釉柱轴向方向,但同时与划痕方向平行,如图 13(c)所示。该研究所得各测试方向结果如图 14 所示。

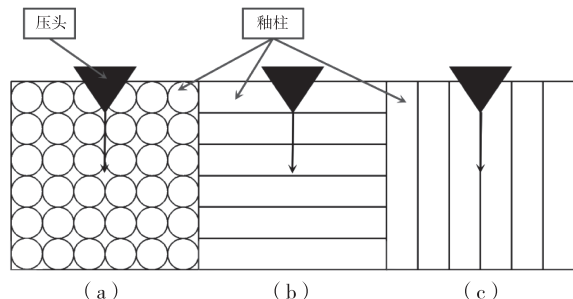


图13 Carreon 等相关研究中纳米划痕实验的测试方向^[7]

由图 14 可知,三种不同测试方向所得划痕沟槽两侧均产生了碎屑堆积,且第二种和第三种测试方向(均为釉柱轴向)所得结果(图 14(b)和图 14(c))与本文实验研究所得结果一致,即划痕两侧产生了较多的碎屑,且呈现“鱼骨”状特征,而第一种测试方向(釉柱径向方向)则产生了较少的碎屑(图 14(a)),表明牙釉质材料特性及其在外力作用下的变形、断裂行为与釉柱取向显著相关。同时,该研究指出第二种和第三种测试方向呈现出类似的碎屑形成过程,即因划痕压头划入而产生的裂纹将在压头

运动前方扩展并交汇形成碎屑,而第一种测试方向中的碎屑产生虽然也与裂纹扩展有关,但在该测试取向中釉质材料呈现出较低的强度^[9],并在受损的亚表面下方形成一层塑性变形层,从而在靠近压头两侧产生材料堆积隆起^[10],且碎屑多聚集于距隆起 $1\ \mu\text{m}$ 的范围内。

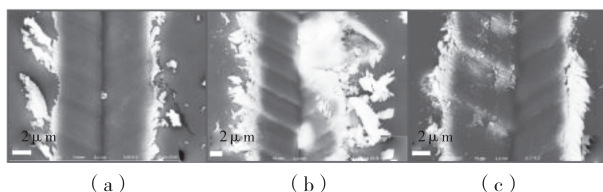


图14 Carreon 等研究所得牙釉质不同测试方向纳米划痕形貌图^[7]

4 结论

本文以揭示牙科车针磨牙成屑机理为目标,通过纳米压痕和纳米划痕实验,实现了磨削过程中牙齿材料局部变形、裂纹扩展和断裂去除行为的可视化,并以此探究了磨粒与牙齿材料之间的相互作用,得出以下结论:

- 1) 人类牙齿的力学特征表现出显著各向异性,且其弹性模量和硬度依赖于釉柱或牙本质小管的取向。
- 2) 在微观尺度上,车针磨牙过程中,磨屑的形成是由于车针磨粒划入后牙齿材料产生了微裂纹,且在车针磨粒的进一步作用下,这些微裂纹发生了扩展交汇,并最终导致了牙齿材料的断裂。

参考文献

- [1] DING J, LI J, QI J, et al. Characterization of dental dust particles and their pathogenicity to respiratory system: a narrative review[J]. Clinical oral investigations, 2023, 27(5): 1815-1829.
- [2] 崔杰, 杨晓京, 李云龙, 等. 基于纳米压痕与纳米划痕实验的单晶硅超精密切削特性研究[J]. 人工晶体学报, 2023, 52(9): 1651-1659.
- [3] 魏振伟, 刘昌奎, 周静怡, 等. 纳米压痕技术在工程材料研究中的应用[J]. 失效分析与预防, 2018, 13(4): 255-260.
- [4] 杨晨. 花岗片麻岩物理力学参数的纳米压痕试验研究

- [D]. 陕西:西安理工大学,2020.
- [5] LI Y G, LI J C, YU X Y, et al. Quantitative assessment of aerosol contamination generated during tooth grinding with a speed-increasing handpiece [J]. Journal of dentistry, 2023, 139: 104631.
- [6] BERTASSONI L E. Dentin on the nanoscale: hierarchical organization, mechanical behavior and bioinspired engineering [J]. Dental materials, 2017, 33(6): 637-649.
- [7] CARREON A H, FUNKENBUSCH P D. Nanoscale properties and deformation of human enamel and dentin [J]. Journal of the mechanical behavior of biomedical materials, 2019, 97: 74-84.
- [8] YADAV S, SALDANA C, MURTHY T G. Porosity and geometry control ductile to brittle deformation in indentation of porous solids [J]. International journal of solids and structures, 2016, 88: 11-16.
- [9] YILMAZ E D, SCHNEIDER G A. Mechanical behavior of enamel rods under micro-compression [J]. Journal of the

mechanical behavior of biomedical materials, 2016, 63: 183-194.

- [10] ZHANG P, LI S X, ZHANG Z F. General relationship between strength and hardness [J]. Materials science and engineering: A, 2011, 529: 62-73.

基金项目: 贵州省科技支撑计划项目: 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。
张宇(1988-), 男, 辽宁沈阳人, 大学本科, 工程师, 主要研究方向: 材料工程。
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: 2024-12-31

(上接第 29 页)

3) 从图 10 可以查出, WJ2B 合金在硬度 12 HB 时对应的温度为 130 °C, 考虑到温度测点距离瓦面有一段距离, 保守的轴承合金安全使用温度为 120 °C, 故轴瓦设定停机值为 115 °C。J09A-W 合金在硬度 12 HB 时对应的温度为 150 °C, 考虑到温度测点距离瓦面有一段距离, 保守的轴承合金安全使用温度为 140 °C, 在实际工程应用中, 可大幅提高轴瓦设定停机值以提升机组运行安全裕度。

3.2 应用效果分析

完成可倾瓦均载直喷式推力轴承换型, 机组启动后推力轴承温度由 955 MW 工况运行时的 107.2 °C 下降至夏季 1000 MW 工况运行时的 78.5 °C, 达到较好的改造效果。

4 结束语

在能源变革的大转型时代下, 煤电机组“三改联动”成为实现双碳目标的重要举措之一, 其中汽轮机通流改造又是各大煤电机组面临的重点改造项目之一。通流改造后汽轮机轴向推力、汽轮机推力轴承超温等问题日益增多, 极大影响了汽轮机通流

改造的性能指标。本文对通流改造后因轴向推力变大、推力轴承发热量升高的情况进行了详细研究, 通过试验对比国内常用的各型式推力轴承的性能特点, 从推力轴承的功耗水平、承载水平、冷却水平等方面进行了剖析和描述, 总结出各推力轴承的适用环境, 提出在不消除轴向推力、降低推力轴承发热量的情况下, 通过润滑方式的改造来解决通流改造后推力轴承的超温问题。研究成果可为后续汽轮机通流改造中推力轴承选型及超温治理提供借鉴。

参考文献

- [1] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第二卷: 汽轮机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [2] 汽轮机 推力轴承计算方法: JB/T 6520—1992[S]. 1992.
- [3] 李昆, 安海阳, 赵卫军. 汽轮机推力轴承球面自位能力及其影响因素分析[J]. 东方汽轮机, 2019(4): 6-9.

作者简介: 黄幸(1987-), 男, 江西新余人, 学士学位, 副高级工程师, 长期从事汽轮机及附属设备管理、汽轮机节能技术管理工作, 已发表文章 13 篇。

收稿日期: 2024-12-30

水火箭助推某无人机发射过程仿真分析

刘天罡¹, 申婧文²

(1. 中天智控科技控股股份有限公司, 陕西 西安 710000; 2. 中天引控科技股份有限公司, 陕西 西安 710000)

摘要:根据某无人机起飞发射的技术要求,基于相关国家标准和流体力学中绝热膨胀理论,结合实际水火箭水喷射物理过程,构建了基于轨道滑动的水火箭助推发射装置模型。经计算,可采用碳纤维材质作为水火箭基材,设置多组不同的水火箭初始参数进行基于 MATLAB 软件的助推过程动力学仿真。通过仿真助推水火箭的喷水过程以及水火箭的推力,滑轨摩擦、飞机复合体自重以及风阻等主要阻力,螺旋桨的次要推力,结合牛顿第二定律得出三组初始状态下离架速度、加速过载以及滑轨长度等数据。经分析可知,采用不同气液比例水火箭装置,对无人机离架速度、加速度以及滑轨长度有不同的影响,其中水体积比例占到 35% 左右时能够提供最佳的无人机发射条件。研究结果可为水火箭助推装置在一定情况下取代固体火箭助推装置的优化设计、仿真以及制造与试验,提供借鉴。

关键词:无人机 水火箭 助推加速 动力学仿真

中图分类号:TJ768.2;TJ011. +2

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0047-06

Simulation analysis of the water-rocket-boosted launch process of a UAV

LIU Tiangang, SHEN Jingwen

Abstract: According to the technical requirements of the take-off and launch of an unmanned aerial vehicle, based on the relevant national standards and the theory of adiabatic expansion in fluid mechanics, combined with the actual water jetting process of the water rocket, a model of the water rocket boosting launcher based on rail sliding is constructed. After calculation, carbon fiber is selected as the base material of the water rocket, and several sets of initial parameters of the water rocket are set to simulate the dynamics of the boosting process based on MATLAB software. By simulating the water jetting process and the thrust of the water rocket, the main drags such as the friction of the slide rail, the self-weight of the aircraft complex and the wind resistance, the secondary thrust of the propeller, combined with Newton's second law, three sets of initial off-frame speed, acceleration overload and slide rail length are obtained. Analysis show that the use of water rocket devices with different gas-liquid ratios has different effect on the off-frame speed, acceleration and slide rail length of the UAV, and the best UAV launch conditions are achieved when the water volume ratio accounts for about 35%. The research results have provided reference for the optimal design, simulation, manufacture and test of the water rocket boosting device.

Keywords: UAV, water rocket, boost acceleration, dynamics simulation

0 引言

起飞发射作为武器应用中的重要环节^[1],目前常见的发射方式包括火箭助推^[2]、滑跃起飞^[3]、垂直起飞^[4]以及弹射起飞^[5]等。

火箭助推发射一般采用零长或短轨的发射方式,无人机在火箭助推器作用下飞离发射装置,无人机起飞后,抛掉助飞火箭,由飞机上的发动机完成飞行任务^[6]。

而传统的固体火箭是发动机通过燃烧产生高温($T \approx 3500\text{ K}$)、高压($P \approx 5 \sim 20\text{ MPa}$)的燃气,经过喷管以超声速喷出,形成火箭向前运动的推力^[7]。但是固体火箭属于火工品,而火工品的储存,应当考虑不同的品种,以及特定的环境的储存情况。对于特殊的炸药及其相关火工品,应当采取特殊的手段进行保存。在利用炸药及其相关火工品的时候,应当注意防止危险情况的发生,造成人力物力的损伤^[8],在民用方面应用存在着较高的门槛。而利用

压缩空气储能和水形成的水火箭,则易于制备,绿色环保,性价比高,可以在民用发射领域作为一种助推手段。

本文计划利用压缩空气以及水,进行 22 kg 重量的某型号无人机弹射发射分析。该无人机要求助推结束时最低速度为 35 m/s,整机过载需要控制在 10g 以内,在要求范围内完成助推发射装置的较为合理的配置设计。

1 水火箭助推发射模型

水火箭又称气压式喷水火箭、水推进火箭,是一种利用质量比和气压作用设计的玩具,同时也是物理教学中经常使用的典型案例之一^[9]。作为玩具的水火箭常用的制作材料为塑料瓶,但是要作为助推器,其材质则需要更改为耐压更高的碳纤维或者铝合金。

碳纤维的比重不到钢的四分之一,其增强复合材料的抗拉强度比钢高 7~9 倍,力学性能优异^[10]。

受交通运输的尺寸限制,中置轴或牵引杆挂车尺寸不得超过 12 m^[11],因此无人机机器发射架的滑轨、助推水火箭等尺寸需要既满足发射的能量要求、过载要求,又要满足车辆的尺寸布置情况。

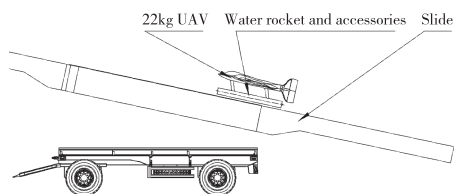


图1 无人机发射台

该助推发射流程为利用火箭内部高压气体以及水介质,通过瞬时打开箭尾喷口释放高速水流,从而反向推动无人机复合体沿滑轨向前滑行,并获得足够的助推速度,助推结束后水火箭脱离,无人机依靠自身动力继续飞行。

1.1 工作原理

无人机发射助推水火箭装置简化示意图如图2所示。

打开喷口后,压缩空气膨胀迫使水流从喷口喷射而出,通过压能释放,获得前进的推动力,并保证无人机获得理想的离架速度。

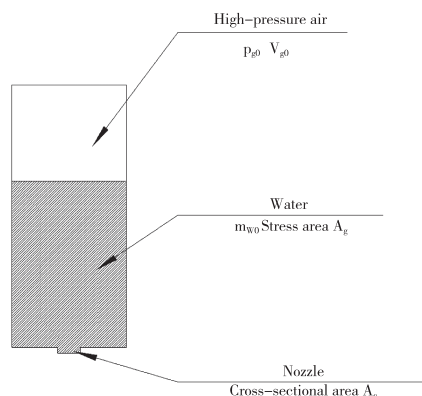


图2 水火箭简化装置示意

常见的四个热力过程包括定容过程、定压过程、定温过程以及绝热过程(定熵过程)。由于水火箭能量释放过程一般较短,喷射速度较快,因此一般当作定熵绝热过程处理。

定熵过程指一定量的气体,在热力发生过程中没有与外界发生热交换的过程,也称为绝热过程^[12]。

根据理想气体熵变的微分表达式和定熵过程不变的特点,有

$$ds = c_p \frac{dv}{v} + c_v \frac{dp}{p} = 0 \quad (1)$$

其中, c_p 为理想气体比定压热容, c_v 为理想气体比定容热容,同时令 $\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \gamma$,称为比热比,又称作绝热系数,通常空气绝热系数取值为 1.4^[13]。

式(1)可以改写为

$$\kappa \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0 \quad (2)$$

式(2)经积分后可得

$$pv^\kappa = \frac{p}{\rho^\kappa} = C(\text{常数}) \quad (3)$$

同时结合理想气体状态方程 $pv = R_g T$,可以推导出如下几项关系

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (5)$$

1.2 水介质喷射过程

对于水火箭喷射,其热力学过程可以描述如下:

过程1:在水火箭腔体中充入水以及压缩空气

并闭合,其初始参数为:气体体积 v_{g0} ,初始压强 p_{g0} ,初始温度 T_{g0} ,初始气体质量为 m_{g0} 。初始水体积 v_{w0} ,初始质量 m_{w0} ,初始温度 T_{w0} ,密度 $\rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3$,其中整个过程水密度视为不变。

过程2:电磁阀瞬间打开,高压气体开始绝热膨胀,其压强温度质量都发生变化,实时参数为压力 p_g ,温度 T_g ,体积 v_g 。水开始喷出,火箭内剩余水质量为 m_w ,液面降低 x 。

过程3:水全部喷出,助推结束。

根据过程1、2和3,作如下假设^[14]:

- 1) 工作介质为理想气体,气体流动和发射体运动是一维轴向运动;
- 2) 压缩气体在工作过程中某一瞬时的压力、密度、温度都均匀分布;
- 3) 忽略气体余容的影响;
- 4) 高压气瓶内压缩气体及水经高压通道流出都是短时间完成,故认为是绝热过程,忽略气体与容器及通道壁面热交换;
- 5) 不考虑气体的粘性;
- 6) 气体比热比(绝热指数 k)在整个过程中不随之改变;
- 7) 气阀阀口在瞬间完全开启。

1.2.1 绝热膨胀模型

结合以上假设,水火箭气体膨胀属于定容绝热膨胀过程,根据式(3)、式(4)、式(5),有

$$\left(\frac{p_g}{p_{g0}}\right)^{\frac{1}{k}} = \frac{v_{g0}}{v_{g0} + A_g x} \quad (6)$$

其中, A_g 为水火箭内腔截面积, x 为腔体内部水面下降值。

式(6)两边都对时间 t 求导,可得

$$\frac{dp_g}{dt} = -k \frac{p_{g0}^{\frac{1}{k}} p_g^{\frac{k-1}{k}} v_{g0} A_g}{(v_{g0} + A_g x)^2} \frac{dx}{dt} \quad (7)$$

1.2.2 水喷射速度模型

根据伯努利方程(忽略空气及水粘性)可知,沿流线的总压不变^[15],因此其水火箭喷口的水射流速度为

$$v_w = \sqrt{\frac{2(p_g - p_{atm})}{\rho_w}} \quad (8)$$

其中, v_w 为喷水水流速度, p_{atm} 为大气压强,取 101325 kPa ^[16]。

由于水视作不可压缩,因此喷射出水火箭的水体积等于水火箭内部液体减少的体积,也意味着水面下降速度与喷口水流速度呈比例关系:

$$\frac{dx_g}{dt} = \frac{A_c}{A_g} v_w = \frac{A_c}{A_g} \sqrt{\frac{2(p_g - p_{atm})}{\rho_w}} \quad (9)$$

其中, A_c 为喷口截面积, v_w 为喷水射流相对于喷口的速度。

1.2.3 水喷射流量模型

水火箭的水喷射流量是决定水火箭推力的关键因素,由于水密度视为不变,因此体积流量和质量流量是严格的比例关系。

$$\dot{m} = \rho_w * A_c * v_w \quad (10)$$

1.2.4 水火箭推力模型

根据 tsolkovsky 火箭方程^[17],水火箭推力取决于流量和相对速度 v_r ,推力计算公式如下:

$$F_t = \dot{m} * v_r \quad (11)$$

其中, $v_r = v_w - v_f$, v_r 为喷水相对于水火箭前进的相对速度, v_f 为火箭前进速度。

1.3 飞机加速情况

1.3.1 飞机受力分析

飞机在滑轨上受迫滑动,同时自身螺旋桨也打开至80%推力,可以一定程度上降低水火箭的推力要求。

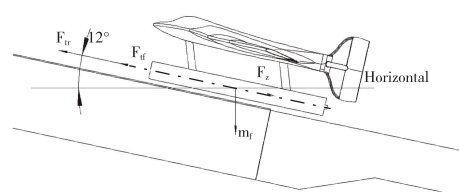


图3 无人机受力分析

其中需要克服的轴向力包括重力分量、风阻、摩擦阻力,而推进的力包括火箭推力以及飞机自身螺旋桨推力。

其中水火箭推力为

$$F_{tr} = \rho_w * A_c * v_w (v_w - v_f) \quad (12)$$

飞机自身推力 F_{tf} 为 $0.2g$,约为 43 N 。

风阻力^[18]和摩擦阻力为 F_z ,为

$$F_z = 0.5 C_d S \rho v_f^2 + 0.05 m_f g \cos 12^\circ \quad (13)$$

其中,水火箭及飞机总迎风面积 S 约为 0.4 m^2 ,阻力系数 C_d 取 0.35 ,空气密度 ρ 取 1.29 kg/m^3 。

1.3.2 飞机加速过程

飞机在到达滑轨尽头时需要达到离架速度,因此飞机位移 s_f 需要小于滑轨长度。

$$\frac{ds_f}{dt} = v_f \quad (14)$$

水火箭助推飞机加速过程与火箭发射过程一致,属于变质量加速过程。应用牛顿第二定律,可知飞机加速度为

$$\frac{dv_f}{dt} = \frac{F_{tr} + F_{tf} - mgsin12^\circ - F_z}{m_f} \quad (15)$$

其中, m_f 为水火箭以及无人机总质量,其表达式如下:

$$m_f = m_{j0} - \dot{m} * t \quad (16)$$

式中, m_{j0} 为水火箭、水、气体以及无人机、结构件等初始质量的总和。

式(16)可以写成微分形式:

$$\frac{dm_f}{dt} = -\dot{m} \quad (17)$$

联立式(7)、式(9)、式(14)、式(15)、式(17)五个微分方程,其中包含 p_g 、 x_g 、 s_f 、 v_f 、 m_f 五个变量,都是时间 t 的函数。在 $t = 0$ 时刻,其水火箭初值参数值如下:

$$\begin{cases} p_g = p_{g0} \\ x_g = 0 \\ s_f = 0 \\ v_f = 0 \\ m_f = m_{j0} \end{cases} \quad (18)$$

2 实际问题求解

2.1 初始条件

2.1.1 水火箭容积及材料

按照水火箭的经验以及仿真分析,可知火箭腔体内水占到 1/3 比例,可以获得最大的末端速度^[9]。受到外形尺寸的限制,取水火箭内径 200 mm,长度 2000 mm,总容积为 0.06283 m³。

水火箭罐体采用纤维缠绕压力容器,纤维缠绕压力容器作为固体火箭发动机壳体、汽车用天然气气瓶及工业用贮罐等,得到广泛的应用^[19]。

2.1.2 水火箭工作压强

实际设计的螺旋加环向缠绕圆筒压力容器爆破

压强按照下式计算^[19]:

$$P_\alpha = \frac{2\sigma_{fb}h_{f\alpha}\cos^2\alpha}{R} \quad (19)$$

$$P_\theta = \frac{\sigma_{fb}(h_{f\alpha}\sin^2\alpha + h_{f\theta})}{R} \quad (20)$$

式中, P_α 为螺旋缠绕爆破压强, P_θ 为环向缠绕爆破压强,且圆筒段的爆破压强为 P_α 与 P_θ 中的较小者,即

$$P_b = \min\{P_\alpha, P_\theta\} \quad (21)$$

壁厚取 6 mm,螺旋缠绕纤维厚度 $h_{f\alpha}$ 为 3 mm,环向缠绕纤维厚度 $h_{f\theta}$ 为 3 mm,螺旋缠绕为 α 为 12.5°。玻璃纤维单丝强度 σ_{db} 为 3.2 GPa,纤维的发挥强度 σ_{fb} 为 2.56 GPa。将数据代入式(19)、式(20)、式(21),分别得 P_α 为 147 MPa, P_θ 为 79.7 MPa,所以实际气瓶爆破压力为 79.7 MPa。

安全系数取 7^[20],可以确定实际水火箭内部的工作压强为 11.3 MPa。

2.1.3 水火箭壳体自重

水火箭按照圆筒形,壁厚为 6 mm,材料为碳纤维,密度按照 1.9 kg/m³,可以计算出水火箭筒身自重以及阀件、其余连接件等的重量,共计 15.5 kg。

无人机发射离架参数如表 1 所示。

表 1 无人机起飞参数

项 目	参 数
无人机质量/kg	22
最低离架速度/(m/s)	35
最大允许过载	10g

2.2 水火箭喷射仿真计算

由初步仿真可知,压力设定为 11.3 MPa 时,飞机复合体过载达到了 17.95g,超出无人机承受范围。经调整,可设定如下几种仿真初始条件,满足无人机过载要求,同时可用于对比不同水体积比例情况下的无人机飞出情况。仿真初始条件见表 2。

表 2 仿真初始条件

仿真参数	条件 1	条件 1	条件 3
初始气压/Pa	6000000		
水火箭容积/m ³	0.06283		
初始温度/K	320		
水体积占比/%	20	35	50

续表 2

仿真参数	条件 1	条件 1	条件 3
水体积/ m^3	0.0157	0.0219	0.0314
水质量/kg	15.7	21.99	31.4
水密度/ (kg/m^3)	1000		
压缩空气密度/ (kg/m^3)	65.331		
压缩空气质量/kg	3.2839	2.6682	2.0524
飞机复合体初始总质量/kg	53.3503	62.1593	70.9684

对式(7)、式(9)、式(14)、式(15)、式(17)的微分方程组求解,目前常使用 MATLAB 进行数值求解逼近,也可以获得精度足够的求解结果。

常用的求解常微分方程组的方法包括欧拉法、泰勒法和龙格库塔法。欧拉法精度较低,泰勒法精度比龙格库塔法也稍低^[21],因此采用四阶龙格库塔法进行该方程组的数值求解。

通过 MATLAB 中的 ode45 指令求解,结果如图 4-图 6 所示。

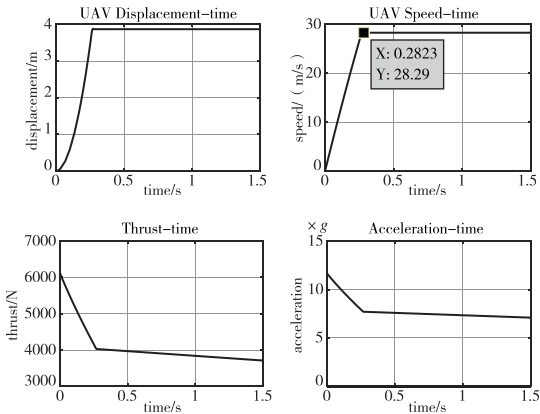


图 4 飞机位移、速度、推力、加速度-时间曲线-条件 1

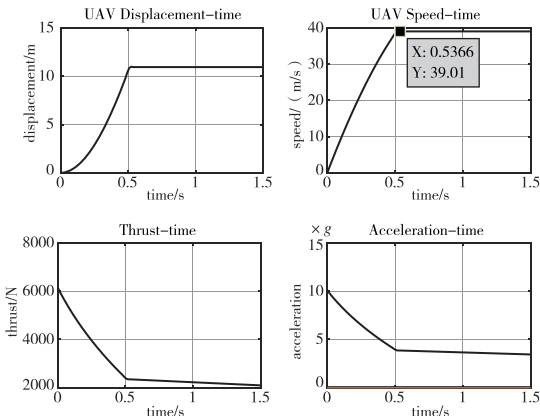


图 5 飞机位移、速度、推力、加速度-时间曲线-条件 2

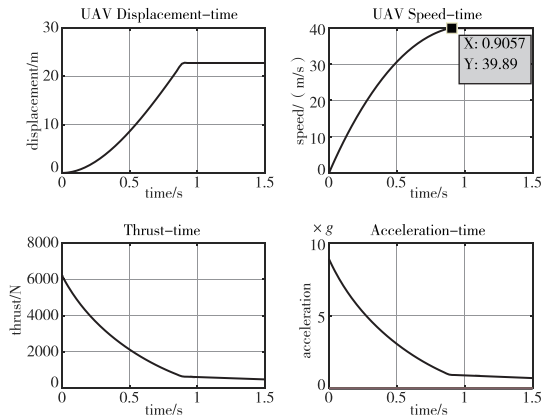


图 6 飞机位移、速度、推力、加速度-时间曲线-条件 3

2.3 仿真结论

根据多轮仿真调整,最终得到三组数据,结果如表 3 所示。

仿真结果			
参 数	条件 1	条件 2	条件 3
水体积占比/%	20	35	50
飞机复合体初始总质量/kg	53.3503	62.1593	70.9684
飞机位移/m	3.88	10.9	22.77
助推离架速度/ (m/s)	28.29	39.01	39.89
助推时间/ms	282	536	905
最大推力/N	6092	6135	6178
最大过载	11.6g	10g	8.88g

由表 3 可知,在不考虑剩余气体喷出提供推力^[18]的情况下,水体积比例对于飞机复合体的初始质量的影响较大,而对应的助推状态也有较大不同。

1) 水体积比例较小时,水很快喷完,导致提供的加速时间不足,无法满足离架要求的速度;

2) 水体积比例较大时,初始的飞机复合体质量较大,对应的加速度较小,导致飞机达到合适的离架速度时已滑过 22.77 m 的距离,滑轨过长,生产加工以及运输难度过大;

3) 水体积比例适中时,初始的飞机复合体质量适中,离架速度为 39.01 m/s,飞机离架时滑过的距离为 10.9 m,滑轨长度可控,可折叠或者不折叠用于车载,施工难度小,容易实现;

4) 初始水火箭气压选择合理,飞机过载可控。经仿真优化后,选择条件 2 作为无人机水火箭

助推起飞的设置参数,以指导实际车载发射系统的设计。

3 结语

通过合理简化水火箭助推发射动力学过程,结合 MATLAB 软件进行三组不同数据的动力学仿真分析,可以初步了解到实际助推滑跑起飞过程中速度、滑动距离以及推力、加速度的变化情况,判断初始助推条件是否合理,是否满足无人机离架的速度要求等。

在限定滑轨总长度的情况下,要达到一定的离架速度,35% 比例的水体积是比较合理的选择,既能够达到要求的离架速度,同时整个滑轨的长度又可以控制在国家标准要求的范围内,为水火箭助推发射架的设计提供了较好的理论支撑。

目前水火箭主要应用在教学教具方面,随着无人机越来越多的发射需求,使用碳纤维材质的水火箭也可以在一定情况下取代传统固体火箭成为助推领域的新生力量。本文可为类似装置的优化设计、制造及助推发射试验提供参考。

参考文献

- [1] GAJJAR B I, ZALEWSKI J. A07: on-ship landing and takeoff of unmanned aerial vehicles (UAV's) [C]. IFAC proceedings volumes, 2004, 37(20): 42-46.
- [2] HUSSAIN M M, SIDDIQUI B A, MEMON A. Design and analysis of rocket assisted take-off high-speed UAV [C]//6th International Conference on Aerospace Science and Engineering. 2019.
- [3] LI J X, LIU T, GUO H G. Dynamics analysis of carrier-based UAVs with ski-jump launch [C]//International Conference on Electrical Automation and Mechanical Engineering. 2020.
- [4] ALAZE D, OLAZ X, PRIETO M, et al. VTOL UAV digital twin for take-off, hovering and landing in different wind conditions [J]. Simulation modelling practice and theory, 2023, 123: 102703.
- [5] ZHANG B, JIN K, KOU Y, et al. Modelling of magneto-electro-thermo-mechanical coupled behavior of the lubricating liquid film for the electromagnetic launch [J]. International journal of heat and mass transfer, 2022, 196: 123267.
- [6] 张世慧, 袁培新, 董功锐. 无人机火箭助推发射风险控制方法研究 [J]. 科技风, 2023(17): 143-145.
- [7] 任全彬, 何景轩, 刘伟凯. 固体火箭发动机设计技术基础 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2016.
- [8] 简娟娟, 张军君. 炸药及火工品的储存与安全管理 [J]. 当代化工研究, 2018(7): 46-47.
- [9] 周支宇, 王存贵. 单级水火箭的动力学理论研究 [J]. 物理通报, 2024(7): 150-154.
- [10] 白文怡, 廖英强, 刘勇琼, 等. 碳纤维复合材料缠绕气瓶优化研究进展 [J]. 炭素, 2020(1): 36-41.
- [11] 中华人民共和国工业和信息化部. 汽车、挂车及汽车列车外廓尺寸、轴荷及质量限值 GB 1589—2016 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.
- [12] 傅秦生. 工程热力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2020: 90.
- [13] 田春山. 利用新型超声波传感器测定空气绝热系数实验 [J]. 青海大学学报: 自然科学版, 2003, 21(4): 52-53.
- [14] 张辉意, 景东风, 王心亮. 高压气动装置弹射性能分析及优化 [J]. 舰船科学技术, 2024, 46(5): 185-189.
- [15] 森哲尔. 流体力学基础及其工程应用: 上册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2020: 179.
- [16] 王玉忠. 确定标准大气压的历史沿革 [J]. 物理教学探讨, 2003(5): 6-8.
- [17] FINNEY G A. Analysis of a water-propelled rocket: a problem in honors physics [J]. American journal of physics, 2000, 68(3): 223-227.
- [18] 侯沐朗. 模块化多级水火箭设计与模拟 [J]. 兵器装备工程学报, 2016, 37(9): 188-192.
- [19] 陈汝训. 纤维缠绕压力容器爆破压强计算 [J]. 宇航材料工艺, 2000(6): 28-31.
- [20] 邓阳春, 陈刚, 杨笑峰, 等. 确定压力容器安全系数原则 [J]. 中国安全科学学报, 2008(6): 84-88.
- [21] 江山, 张岩, 孙美玲. 常微分方程初值问题的高阶泰勒法与龙格-库塔法之应用对比 [J]. 高师理科学刊, 2019, 39(12): 12-15.

作者简介: 刘天罡, 硕士, 中级工程师, 从事特种车辆以及非标设备设计工作。

收稿日期: 2024-09-03

带式输送机花键副减磨方法研究

贾继鹏, 马士海, 褚磊, 郑建成, 张健

(枣庄矿业(集团)济宁七五煤业公司, 山东 济宁 277600)

摘要:对带式输送机浮动式渐开线花键副的定位配合段进行研究,通过加工花键轴定位配合段提高花键副配合精度,辅助花键副定心,从而减小不对中量对花键副的影响,达到减磨效果。考虑定位配合段的间隙、定位配合段的长度、花键副齿侧间隙、花键副接触长度、花键副轴向浮动距离5个因素对渐开线花键副不对中的影响,存在定位配合段的浮动式渐开线花键轴可降低花键副径向不对中量和轴向不对中量的大小。以本文建立的浮动式渐开线花键副为研究对象,研究结果表明,带有定位配合段的浮动式渐开线花键副相比固定式渐开线花键副最大径向不对中量减小了41%,轴向不对中量减小了33%。

关键词:带式输送机 花键副 定位配合段 减磨

中图分类号:TH131.4

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0053-05

Grinding reduction method of the spline pair of the belt conveyor

JIA Jipeng, MA Shihai, CHU Lei, ZHENG Jiancheng, ZHANG Jian

Abstract: This study analyzes the grinding reduction method of the floating involute spline pair of the positioning fit section of the belt conveyor. The positioning fit surface of the spline pair is designed to assist the spline pair centering, so that the influence of misalignment on the spline pair can be reduced. Considering the effect of the gap and length of the positioning fit section, and the gap, length and axial deviation of the spline pair, the existing of the positioning fit section can reduce the radial and axial misalignment of the spline pair. Test results show that compared with the fixed involute spline pair, the maximum radial misalignment of the floating involute spline pair decreases by 41%, and the axial misalignment decreases by 33%.

Keywords: belt conveyor, spline pair, positioning fit section, grinding reduction

0 引言

根据国内外现有的研究可知,带式输送机花键副的径向不对中量、轴向不对中量以及花键副轴向浮动是加剧花键副磨损的重要因素,通过加工花键轴定位配合段提高花键副配合精度,可控制浮动式花键副径向不对中量和轴向不对中量,改善工作条件,减小磨损^[1]。定位配合花键轴结构如图1所示,此结构为带式输送机渐开线花键副传动系统中一种常用设计。为了保证浮动式花键副在工作过程中的轴向浮动,定位配合段需采用间隙配合的方式进行装配。定位配合段的设计具有以下优点:

(1)定位配合段表面相对于花键齿表面加工难

度低,且定位配合面相对于花键齿在同等加工精度要求下,加工成本更低。

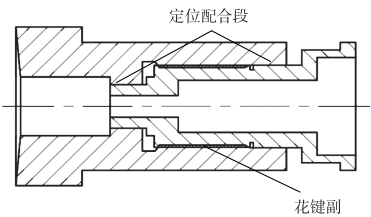


图1 定位配合花键轴结构

(2)定位配合面的存在可以限制花键副的不对中量。

(3)定位配合段起到装配定位作用,便于花键副的快速装配,保证同轴度。

本文针对存在定位配合段的浮动式渐开线花键副进行研究,综合分析定位配合段、浮动距离等因素对花键副不对中量的影响,进而得出初始情况下最优的轴向不对中量与径向不对中量,达到减小磨损的效果^[2]。

1 浮动式渐开线花键副不对中量主要影响因素

分析定位配合段花键轴结构(图1),对浮动式渐开线花键副不对中量影响的主要参数有花键轴定位配合段的间隙 C_z 、定位配合段的长度 h 、花键副齿侧间隙 C_j 、花键副接触长度 l 以及轴向浮动量 e 。上述5个设计变量对浮动式花键副不对中量等因素具有显著影响,为了减少磨损,在花键轴参数设计过程中,应选择最优的花键轴参数组合^[3]。然而在花键轴设计中,上述各个参数通常独立进行设计,所以探究参数之间相互的影响对花键副减磨研究具有重要意义。通过上述参数变量确定影响浮动式花键副不对中量的数学模型 X 如式(1)所示。

$$X = [C_z, h, C_j, l, e] \quad (1)$$

式中: C_z —定位配合段的间隙(mm); h —定位配合段的长度(mm); C_j —花键副齿侧间隙(mm); l —花键副接触长度(mm); e —花键副轴向浮动距离(mm)。

在固定式渐开线花键副设计中,对花键副不对中量影响的主要参数为花键副齿侧间隙 C_j ,以及花键副接触长度 l 。本文中首先对固定式渐开线花键副(先不考虑定位配合段和浮动距离)不对中情况进行研究,获得花键副齿侧间隙 C_j 以及花键副接触长度 l 对不对中量影响的关系式,进而针对存在定位配合段的浮动式渐开线花键副的不对中情况进行研究,从而获得式(1)中5个设计变量对渐开线花键副不对中量的影响关系式。

2 固定式渐开线花键副不对中情况研究

2.1 固定式渐开线花键副径向不对中情况研究

分析实际工况下固定式渐开线花键副径向不对中原理,获得固定式花键副径向不对中示意图(图2)。

分析图2可知,花键副齿侧间隙大小影响花键副径向位移量。假设内花键固定时,外花键整体沿

径向平移,当部分齿内外花键齿面接触时,即达到花键副径向位移的最大值,从外花键在径向方向的移动可以得到花键副的最大径向位移量与花键副齿侧最小间隙量相同。根据上述分析结合图2注释建立花键副齿侧间隙与花键副径向位移关系式,如式(2)所示。

$$s_{\max} = C_{j\min} \quad (2)$$

式中: $s_{\max}$ —花键副径向最大位移量(mm); $C_{j\min}$ —花键副齿侧最小间隙(mm)。

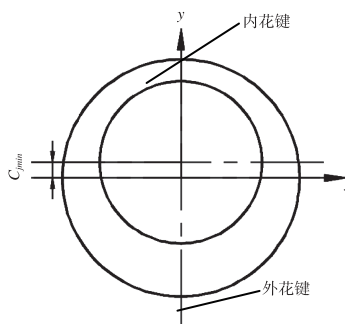


图2 固定式花键副径向不对中示意图

对渐开线花键副齿侧间隙进行计算,从而获得花键副最大径向位移量(表1),获得花键副齿侧间隙与花键副最大径向位移量之间的关系,基于上述结果,进一步研究其对其他设计因素的影响。

表1 花键副最大径向位移量

名称	花键副最大径向位移量 /mm	花键副齿侧最小间隙 /mm
数值	0.03269	0.03269

2.2 固定式渐开线花键副轴向不对中情况研究

在浮动式花键副装配中,花键副齿侧间隙对轴向不对中量会产生影响,分析花键副轴向不对中原理,可得轴向不对中示意图(图3)。当外花键轴线发生角度偏移时,此时在内外花键部分齿会在花键副两端处产生接触,此时为花键副轴向不对中量的最大值。根据轴向不对中示意图以及齿侧间隙与径向不对中量关系,建立花键副轴向不对中量 d 与接触长度 l 、花键副齿侧间隙 C_j 的函数关系式,如式(3)所示。

$$d = \arctan 2C_j/l \quad (3)$$

式中: d —花键副轴向不对中量(°); C_j —花键副齿

侧间隙 (mm); l —渐开线花键副接触长度 (mm)。

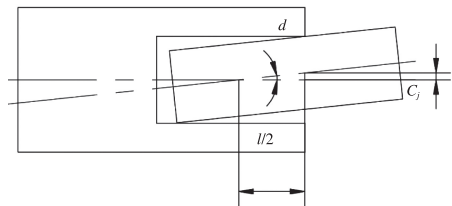


图3 轴向不对中示意图

将式(3)采用控制变量的方式带入具体设计参数,获得花键副齿侧间隙与花键副接触长度对花键副轴向不对中量的影响的规律,如图4所示。从图4中可以看出,渐开线花键副齿侧间隙与花键副轴向不对中量之间呈正比例关系,且齿侧间隙对渐开线花键副轴向不对中量的影响显著;而花键副接触长度与花键副轴向不对中量呈反比例关系,且其对花键副轴向不对中量的影响甚微。

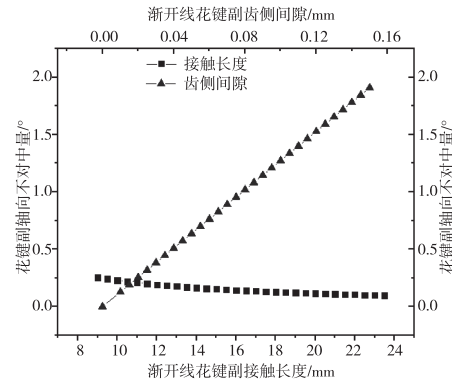


图4 轴向不对中量变化规律

带入本文所研究花键副各项参数,获得花键副轴向不对中量,如表2所示。

表2 花键副最大轴向不对中量

名称	花键副接触长度/mm	花键副齿侧最小间隙/mm	花键副最大轴向不对中量/°
数值	9	0.03269	0.36

3 带有定位配合段的浮动式花键副不对中量情况研究

3.1 定位配合段对浮动花键副径向不对中量情况研究

通过改变定位配合段的加工精度、定位配合端

的长度,可将径向偏移量和不对中量控制在一个合理的范围,从而减小由于径向偏移和不对中因素对花键副磨损的影响^[4-6]。花键副定位配合段加工方式与花键副键齿的加工相比较为简单。对花键副定位配合段处轴段进行精加工,保证定位配合段轴段表面的粗糙度和公差等级,以及内花键轴与外花键轴上定位配合段的同轴度。定位配合段间隙示意图如图5所示。此花键副定位配合段公差等级为IT5级,花键轴定位配合段装配精度为H 5/h 5,花键轴定位配合段间隙最大为19 μm。

由图5可知,花键副存在径向位移时,外花键整体沿径向平移,当外花键沿图5中的y方向产生径向位移时,由于花键轴段定位配合段间隙小于花键副齿侧间隙,所以在外花键径向移动一段距离时,会被定位配合段限制,从而减小花键副径向不对中量,可得此时径向不对中量,如式(4)所示。

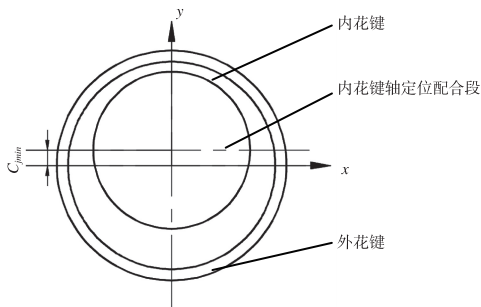


图5 有定位配合段花键轴间隙的花键副径向不对中示意图

$$s = C_{z\max} \tag{4}$$

式中: $C_{z\max}$ —花键轴定位配合段最大间隙 (mm)。

根据式(4)可得存在定位配合段的花键副最大径向位移量,如表3所示。

表3 存在定位配合段的花键副最大径向位移量

名称	花键副最小齿侧间隙/mm	花键副最大径向位移量/mm	花键轴定位配合段最大间隙/mm
数值	0.03269	0.019	0.019

3.2 定位配合段对浮动花键副轴向不对中量情况研究

根据上述分析以及定位配合段对花键副径向不对中示意图(图5)与轴向角不对中角度示意图(图6),建立定位配合段的间隙 C_z 、定位配合段长度 h 以及浮动式花键副浮动距离 e 与轴向不对中量 d 的数

学函数式,如式(5)所示。考虑花键轴径向位移与轴向不对中两者之间的相互影响,从而建立定位配合段对花键轴径向偏移与轴向不对中量影响的综合函数式,如式(6)所示。

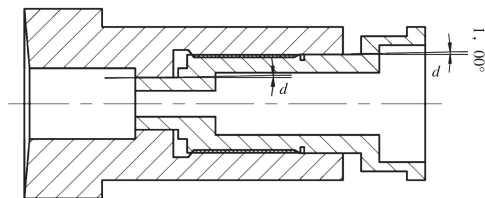


图6 有定位配合段花键轴间隙的花键副轴向
向不对中示意图

$$d = \arctan 2C_{z\max} / (h - e) \quad (5)$$

$$d = \arctan 2s / (h - e) \quad (6)$$

式中: d —花键副轴向不对中量($^{\circ}$); h —定位配合段长度(mm); e —浮动式花键副浮动距离(mm); $C_{z\max}$ —花键轴定位配合段最大间隙(mm)。

通过对比发现,花键轴定位配合段最大间隙和定位配合段长度对花键副最大轴向不对量的影响规律与图4类似,故不再重复绘制其规律曲线。

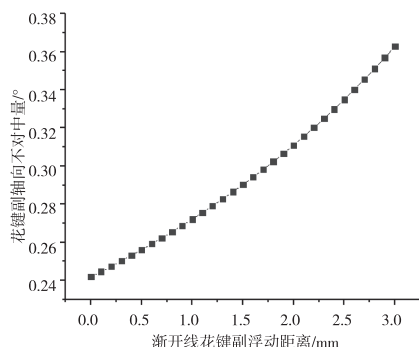


图7 轴向不对中量变化规律

根据式(6),同样采用控制变量的方法,研究了花键副浮动距离对花键副轴向不对中量影响的变化规律,获得花键副浮动距离对花键副轴向不对中量的影响规律(图7)。根据上述研究可得,花键副齿侧间隙、定位配合段间隙与花键副径向位移成正比例关系。花键副齿侧间隙、定位配合段间隙与花键副轴向不对中量成正相关;且花键副齿侧间隙对花键副轴向不对中量的影响最为显著。渐开线花键副接触长度与渐开线花键副轴向不对中量成反比例关系;渐开线花键副浮动距离与花键副的轴向不对中

量成正相关^[7-9]。

综合上述研究结果,获得本章所研究的带有定位配合段的浮动式渐开线花键副各参数(表4)。

表4 花键副最大轴向不对中量

序号	最小齿侧间隙/mm	定位配合段长度/mm	花键轴定位配合段间隙/mm	浮动式花键副浮动距离/mm	花键副径向位移/mm	花键副轴向不对中量/ $^{\circ}$
数值	0.03269	9	0.019	0	0.019	0.24

4 结论

分别对花键副齿侧间隙与定位配合段对花键副径向偏移和轴向不对中量的影响进行了研究分析,并且建立了相关数学表达式。结合已有分析,建立定位配合段间隙 C_s 、定位配合段长度 h 、花键副齿侧间隙 C_f 、花键副接触长度 l 与花键轴径向不对中量 s 和花键轴轴向不对中角度 d 的数学模型,在进行定位配合段设计时即可根据已有花键轴的相关参数对定位配合段的相关参数进行计算。

经过计算,在此种参数下花键轴与定位配合段装配,花键轴装配初始情况下最大径向不对中量为 $32.69 \mu\text{m}$,最大轴向不对中量为 0.36° ,相比于无定位配合段的花键副装配,最大径向不对中量减小了41%,轴向不对中角度减小了33%,进而实现对带式输送机花键副减磨的效果。

参考文献

- [1] 赵杰. 皮带输送机在煤矿运输中常见故障与处理[J]. 石化技术, 2020, 27(8): 255-256.
- [2] 薛向珍, 霍启新, 郑甲红, 等. 基于齿向修形的航空渐开线花键副抗微动磨损研究[J]. 中国机械工程, 2019, 30(20): 2447-2455.
- [3] 赵广, 刘占生, 叶建槐, 等. 转子-不对中花键联轴器系统动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(3): 78-82.
- [4] 薛向珍, 王三民, 袁茹. 渐开线花键连接的非线性动力学特性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2015, 47(1): 107-111.
- [5] 聂永朝, 冯宝忠, 杨洋. 带式输送机智能运维管理平台研究与设计[J]. 中国煤炭, 2021, 47(4): 37-44.

某大功率电机滑动轴承轴瓦降温优化研究

谭 鑫

(国家管网集团东部原油储运有限公司生产部,江苏 徐州 221008)

摘 要:某大型电机轴伸出端滑动轴承因散热环境影响,存在温度过高的问题,经综合分析,将轴瓦更换为椭圆形轴瓦来降低轴承运行温度,并对椭圆形轴瓦的重要参数(间隙比、预负荷)进行优化仿真分析,获得了最佳性能参数。采用优化后的轴承进行试验,结果相较于优化前的轴瓦平均温度降低了8~10℃,解决了电机轴伸出端轴承温度过高的问题。

关键词:自润滑滑动轴承 圆柱形轴瓦 瓦温高 椭圆形轴瓦

中图分类号:TH122

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0057-05

Cooling mode optimization of the plain bearing pad of a high-power motor

TAN Xin

Abstract: The plain bearing of a certain high-power motor had the problem of excess temperature due to the heat dissipation conditions. After comprehensive analysis, the bearing pad was replaced with an oval bearing pad to reduce the operating temperature of the bearing. The important parameters of the oval bearing pad (clearance ratio and preload) were optimized and simulated to obtain the best performance parameters. Test results on the optimized bearing showed that the average temperature of the bearing pad was reduced by 8℃ to 10℃, which solved the problem of excessive temperature of the bearing.

Keywords: self-lubricating plain bearing, cylinder bearing pad, high bearing temperature, oval bearing pad

0 引言

滑动轴承由于其良好的承载特性、运行稳定和寿命长等特性,被广泛应用于高负载、高转速的旋转机构中^[1-3]。其中轴瓦温度是其轴承运行平稳的重要考量指标。导致温度过高的因素很多,其中异常摩擦是内因之一,轴承散热差是其外因之一^[4-6]。而椭圆轴承有更大的侧边间隙,相较于圆柱轴承有更

大的润滑油流量和更好的散热效果。此外,它的双油楔结构使其承载面更多,在运行过程中更加稳定。

现代学者对椭圆轴承的性能进行了诸多研究,对其设计和生产有很大的指导意义。文献[7]对椭圆轴承的油膜特性进行研究,仿真得到了椭圆度对轴承运行的承载力、流量、摩擦阻力和油膜厚度的影响。文献[8]对汽轮机的椭圆轴承承载区结构进行分析,发现如果相对侧隙较小,会出现运行温度偏高

[6] 王庆国,陈大兵,魏静,等. 基于有限元法的渐开线花键联接接触分析[J]. 机械传动,2014(1):134-137.
[7] CUR F, MURA A, GRAVINA M. Load distribution in spline coupling teeth with parallel offset misalignment [J]. Journal of mechanical engineering science, 2013, 227 (10): 2195-2205.
[8] CUFFARO V, CUR F, MURA A. Test rig for spline couplings working in misaligned conditions [J]. Journal of tri-

bology, 2014, 136(1): 249-256.
[9] 徐灏,周国斌. 机械设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2000.

作者简介: 贾继鹏(1997-),男,汉族,山东枣庄人,助理工程师,主要从事煤矿机电技术管理工作。

收稿日期: 2024-05-30

的情况,可以通过增加进油量使轴瓦温度下降。文献[9]采用数值计算的方法,对不同预负荷条件下的椭圆滑动轴承进行分析,得出预负荷对滑动轴承的静动态特性的影响较大的结论。

本文针对某进口大功率电机伸出端的滑动轴承因散热环境的影响,导致瓦温升高,采用椭圆轴承替换圆柱轴承,对椭圆轴承通过数值模拟仿真,研制出优化的椭圆轴承瓦,并开展实验,验证了优化方案的有效性。

1 现场情况及分析

某进口大功率电机轴伸出端的滑动轴承,轴瓦形状为圆柱形,其工作转速 2980 rpm,润滑方式为油环自润滑,整体安装偏置法兰轴承,轴径 110 mm,如图 1 所示。轴承产生的热量均是通过轴承座表面自然对流辐射散热。电机采用风冷,非驱动端将外部冷空气从尾端直联的风扇吹入电机的冷却器并和内部的热风进行能量交换带走热量,冷却后的热风由轴伸端排出,如图 2 所示。轴伸端轴承在工作过程中存在温度高的问题,瓦温 $\geq 95\text{ }^{\circ}\text{C}$,尤其在夏天环境温度高的时候,瓦温波动范围 $100\sim 105\text{ }^{\circ}\text{C}$,超过了滑动轴承的设计温度。

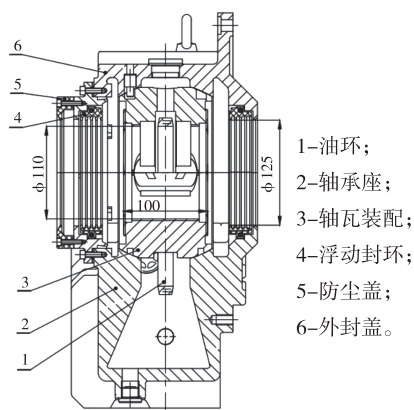


图1 轴承结构示意图

受电机冷却风路和被驱动设备外形尺寸的影响,轴伸端轴承处于热风积聚区,其散热条件差,故温升高。经设计计算,轴伸端轴瓦温度在环境温度 $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,轴承温度达到 $101\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。按照 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境温度计算,轴承温度达到 $92\text{ }^{\circ}\text{C}$,轴伸端轴承温度高易烧瓦,润滑油寿命低,运行可靠性差。非轴伸端轴

承与轴伸端轴承结构一致,承受载荷基本相同,电机风扇加快了其散热,工作时瓦温符合要求,因此轴伸端轴承工作温度高,主要是其工作环境导致的。

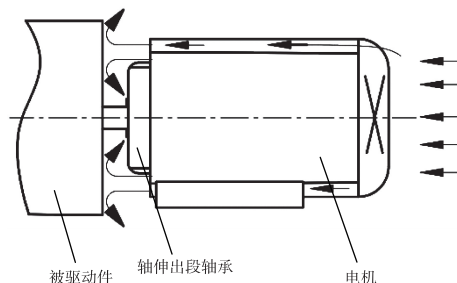


图2 电机风路示意

2 优化方案

对于转速高、环境温度高而导致瓦温高的情况,滑动轴承常采用强制油润滑,该轴承采用的是油环自润滑,如果改造为强制外循环稀油站润滑,需要增加稀油站系统和润滑管路,改造轴承箱体等,导致系统改造成本增加,甚至现场没法配置强制润滑冷却系统。

在现场情况、电机及轴承结构无法改动的情况下,轴承的散热能力不会改变。轴承的热量来源为轴颈在运行时摩擦产生的热量,降低轴瓦运行功耗可以从源头降低热量的产生。通过优化轴承的瓦型和轴承间隙等参数,在相同载荷、转速和润滑工况下,达到降低轴瓦运行功耗,从而降低轴承运行温度的目的。图3所示为相同尺寸的椭圆轴承和圆柱轴承,两轴承间隙有明显不同,椭圆形轴瓦侧面的间隙明显大于圆柱形轴瓦轴承的间隙。其中, O 为圆心, r 为轴颈半径, R 为圆柱形轴瓦半径, R' 为椭圆形轴瓦加工半径, ω 为轴颈角速度, C_m 为最小半径间隙。

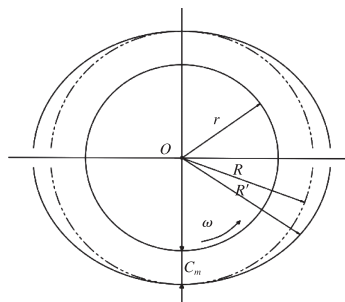


图3 椭圆形与圆柱形轴承几何比较图

当发生偏心时,轴颈与轴瓦圆心不重合,轴颈产生偏移,在某一时刻的几何关系示意图如图4所示。

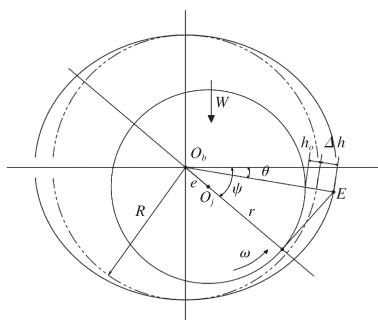


图4 轴颈偏移时几何关系示意图

其中, O_b 为轴瓦圆心, O_j 为轴颈圆心, r 为轴颈半径, R 为圆柱形轴瓦半径, e 为轴颈偏心距, ω 为轴颈角速度, ψ 为偏移角, h_0 为圆柱形轴瓦的油膜厚度, Δh 为圆柱形与椭圆形之间的距离差, W 为负载。

计算油膜厚度需假设润滑油不可压缩且充满间隙,计算圆柱形轴瓦的油膜厚度引入公式^[11]:

$$h_0 = c \left(1 + \varepsilon \cos(\psi - \theta) - \frac{\varepsilon^2 c}{2r} \sin^2(\psi - \theta) \right)$$

式中, c 为圆柱形轴瓦的半径间隙, $c = R - r$; ε 为无量纲的偏心率, $\varepsilon = \frac{e}{c}$ 。

以 O_b 为极点, 水平线为极轴建立极坐标, 点 E 的极坐标为 (θ_e, ρ_e) , 其中

$$\theta_e = \theta$$

$$\begin{aligned} \rho_e &= \frac{ab}{\sqrt{a^2 \sin^2 \theta_e + b^2 \cos^2 \theta_e}} \\ &= \frac{ab}{\sqrt{a^2 \sin^2 \theta + b^2 \cos^2 \theta}} \end{aligned}$$

式中, ρ_e 为椭圆极径, $2a$ 为椭圆长轴长, $2b$ 为椭圆短轴长。

由图4中几何关系可知, $\Delta h = \rho_e - r$, 当轴瓦为椭圆形时, 其油膜厚度的关系式为:

$$\begin{aligned} h &= h_0 + \Delta h \\ &= c \left(1 + \varepsilon \cos(\psi - \theta) - \frac{\varepsilon^2 c}{2r} \sin^2(\psi - \theta) \right) + \\ &\quad \frac{ab}{\sqrt{a^2 \sin^2 \theta + b^2 \cos^2 \theta}} - r \end{aligned}$$

对比圆柱形轴瓦, 椭圆轴瓦的油膜厚度在圆柱形轴瓦的位置增加 Δh , 其润滑油流量更大, 拥有更好的散热性能。

适当的预负荷能改善轴承的润滑条件, 减少轴颈与轴承之间的摩擦, 从而降低温度。图5为椭圆轴承在预负荷装配时的示意图, 其中 R' 为加工半径, R'' 为装配半径, 预载荷系数定义为^[11]:

$$m = \frac{R' - R''}{R' - r}$$

可见椭圆轴瓦相比于圆柱形轴瓦, 更适合调整预载荷系数。选择合适的间隙比和预载荷系数, 能优化椭圆轴瓦的承载性能, 降低轴瓦温度。

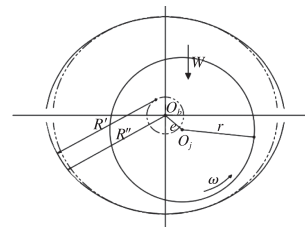


图5 预负荷示意图

3 仿真计算

为保证与原厂轴承的互换性, 不调整接口尺寸及油路, 只优化轴承的瓦型和轴承间隙等参数, 因此需要对轴承尺寸及轴颈尺寸进行测绘分析, 在原有基础上再做优化设计。

首先是对滑动轴承的外形尺寸进行测绘, 包括轴瓦内孔、轴瓦外径、轴瓦宽度、轴瓦油槽、轴瓦油囊以及轴颈轴径等尺寸的测量。对滑动轴承的内孔和外柱面或外球面的同轴度、内孔的圆柱度、粗糙度进行测量。测绘结果进行复核后需满足和原轴承安装的互换性。

利用测绘数据构建原厂轴承的轴承参数, 获取主机运行工况参数, 如转速和载荷。首先对原厂设计的轴承参数进行验算, 查看其温升情况、流量以及功耗, 然后进行热平衡核算, 评估是否能达到低温下的热平衡状态。以降低温度为优化目标, 采用专用计算软件, 对瓦型、轴承间隙和预负荷进行参数迭代优化, 寻找最佳的轴承设计参数。

表1是计算的圆柱瓦(原瓦型)和椭圆瓦(改进型)的参数对比。

通过原轴承测绘的设计参数, 采用专用计算软件进行分析, 瓦型由圆柱瓦改变为椭圆瓦, 轴承间隙、轴承预负荷进行参数迭代优化, 可以使得轴瓦进

表 1 两种轴瓦参数对比

轴承参数	类 型	
	圆柱瓦	椭圆瓦
轴承直径/mm	110	110
承载宽度/mm	80	80
直径间隙/mm	0.168	0.168
间隙比/%	1.53	1.53
预负荷	0	0.5

油量显著增加,从而降低瓦的温度。图 6、图 7、图 8 是对不同的参数的仿真结果。其中, L 为轴承宽, D 为轴承内径(轴颈直径), C_b 为轴承间隙, $2C_b/D$ 为间隙比,Speed 为转速,Load 为载荷, W/LD 为比压, Vis 为运动粘度, S_b 为索莫菲尔德系数,Att. 为转子偏位角, h_{min} 为最小油膜厚度, P_{max} 为最大油膜压力,kW 为功率,Qside 为进油流量, T 为测点温度,Stiffness 为刚度矩阵,Damping 为阻尼矩阵,CJM 是一种衡量轴转动稳定性的分配质量参数。

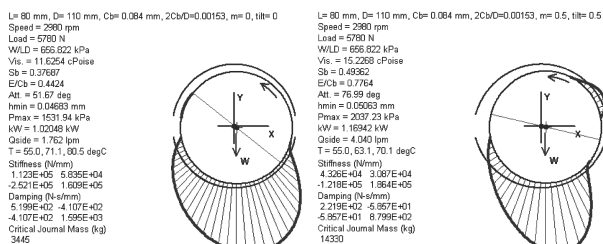


图 6 轴瓦对比计算结果

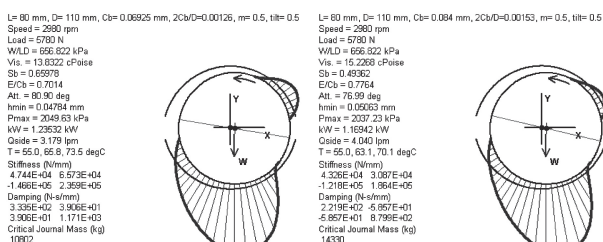


图 7 不同间隙比计算结果

由图 6 可以看出,在相同的工况和间隙条件下,椭圆形轴瓦的瓦温较低,其平均瓦温相差 8°C ,最高瓦温相差 10.4°C 。

由图 7 可以看出,在椭圆形轴瓦的间隙比为 1.53% 时,其温度性能更优异,其平均瓦温为 63.1°C ,与间隙比为 1.26% 时相比,低 3.7°C 。

由图 8 可知,椭圆形轴瓦在预负荷为 0.5 时,性能更优。综合上述,椭圆轴瓦在间隙比为 1.53% 、预负荷系数为 0.5 时,其散热效果最好。

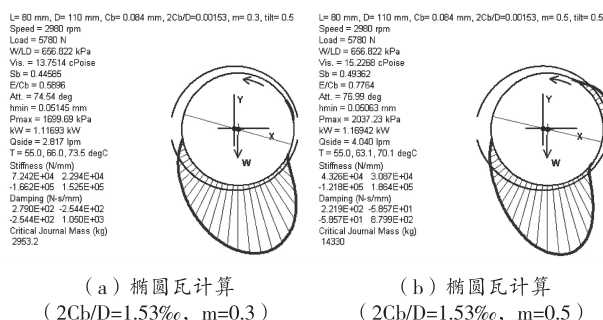
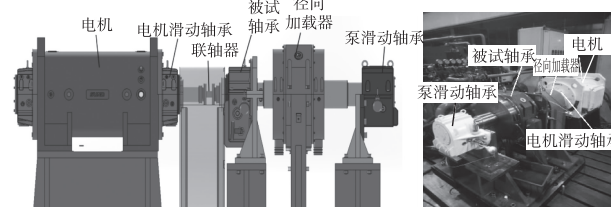


图 8 不同预负荷计算结果

4 试验验证

对计算数据进行分析之后,在加工椭圆轴承时,还可以通过加大拼合面油囊及进油边,进一步加大轴瓦运行时的进油量,加宽上瓦减摩槽宽度,进一步降低轴瓦运行功耗。

利用高速滑动轴承卧式试验台,对原厂状态以及优化后的轴伸端轴承进行性能测试,并进行试验数据对比分析。试验台包括:电气控制系统、稀油站供油系统、加载系统和机械平台。机械平台结构如图 9 所示,转轴被 2 个固定的被试轴承支撑,并通过弹性联轴器与高速电机连接,被试轴承安装在两个陪试轴承之间的浮动支架上,中间加载轴承下部安装有液压油缸进行径向加载。



(a) 试验平台机械部分

(b) 试验台

图 9 试验装置

其润滑方式仍采用油环自润滑的方式,其模拟运行工况如表 2 所示。

表 2 试验工况对比

试验轴承编号	轴承类型	转速/rpm	受载/kg	润滑油牌号
#1	圆柱瓦	2980	531	L-HM32
#2	椭圆瓦	2980	531	L-HM32

对不同的轴瓦进行 10 h 加载试验,并每隔 1 h 记录一次数据,测得的实验数据如表 3 所示。

表 3 试验数据

时间/h	原厂轴承瓦温/℃	优化后轴承瓦温/℃
1	67.1	56.7
2	67	57
3	67	57.1
4	67	57.3
5	67.1	57.3
6	67.1	57.1
7	67.1	57.1
8	67.1	57.2
9	67.1	57.2
10	67.1	57.1

试验数据对比图如图 10 所示。

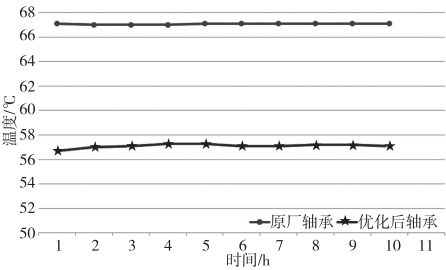


图 10 试验数据

由试验数据可得,试验结果接近模拟结果,当达到热平衡时,优化后平均瓦温降幅达到 8 ~ 10 ℃,由于没有考虑热风聚集的实际工况,其工况没有与现场情况相同,但认为是一个温度常量,不影响其优化结果。

5 结论

结合现场情况,在不增加其他散热设备时,要降

低轴承运行温度,更换圆柱形轴瓦是一种成本较低的方式。而椭圆形轴瓦其侧边间隙更大,在相同的轴径比下,散热效果更好。计算结果与试验表明,当椭圆形轴承在间隙比为 1.53‰、预负荷为 0.5 时,其降温效果相对最好,平均瓦温降幅达到 8 ~ 10 ℃。

参考文献

[1] 李浩,谭建军,朱才朝,等.斜齿轮啮合弯矩对风电齿轮箱行星轮滑动轴承瞬态润滑性能影响分析[J].中国机械工程,2024,35(6):1010-1022.

[2] 张婉茹,王建梅.静动压油膜轴承油腔结构优化设计[J].轴承,2024(2):23-29.

[3] 颜少航,王桢,赵琪,等.考虑空化作用的液氢润滑人字形螺旋槽止推轴承动态特性数值研究[J].轴承,2024(5):156-163.

[4] 付豪,沈德明,杨建刚,等.滑动轴承内轴颈截面温度影响因素分析与试验研究[J].动力工程学报,2023,43(8):1000-1005.

[5] 刘洪,赵延龙,李昱辰.环氧树脂自润滑滑动轴承摩擦磨损性能研究及其仿真分析[J].轴承,2025(2):70-78.

[6] 景理琴.重型柴油机滑动轴承的摩擦损失分析[J].装备制造技术,2024(4):56-59.

[7] 张艾萍,林圣强,李雨娇.椭圆轴承椭圆度对转子稳定性的影响[J].轴承,2012(12):31-34.

[8] 赵国钦,郑桂波.汽轮机椭圆轴承金属温度偏高原因及处理[J].发电设备,2018,32(1):65-69.

[9] 郑帮龙,雷泽勇,朱挺,等.不同预负荷对椭圆滑动轴承的静动特性的影响[J].内燃机与配件,2021(11):54-56.

[10] 张宏献,徐武彬,王镇江,等.椭圆度对椭圆滑动轴承稳定性的影响[J].中国机械工程,2011,22(20):2466-2469.

作者简介:谭鑫,硕士研究生,工程师,主要研究方向为高端装备滑动轴承。

收稿日期:2024-07-24

基于有限元分析的环氧乙烷灭菌器设计与试验

殷彦强,张 龙,刘 阳,刘士萌

(河南省三强医疗器械有限责任公司,河南 安阳 455000)

摘 要:为了方便物品转运及有效区分脏污区和洁净区,开发了一种双门的环氧乙烷灭菌器。运用 SolidWorks 进行三维建模,并以 SolidWorks simulation 根据不同工况进行受力分析,根据图解进行应力强度校核。之后进行样机制作与试验,验证其在不同工况下设计的安全性,证实了有限元分析的可靠性,同时也为企业开发系列化产品奠定了基础。

关键词:结构设计 有限元分析 样机制作与试验 产品系列化

中图分类号:TH122

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0062-04

Design and test of ethylene oxide sterilizer based on finite element analysis

YIN Yanqiang, ZHANG Long, LIU Yang, LIU Shimeng

Abstract: A two-door ethylene oxide sterilizer is designed to facilitate the transfer of items and effectively distinguish between dirty areas and clean areas. The three-dimensional model is established using SolidWorks, and finite element analysis under various working conditions is carried out based on SolidWorks simulation. The stress intensity assessment is conducted. A prototype is made and tested to verify the safety of the design. This study confirms the reliability of finite element analysis, and lays a foundation for the development of series products.

Keywords: structure design, finite element analysis, prototype manufacture and test, products serialization

0 引言

环氧乙烷(ethylene oxide, EO)的分子式为 C_2H_4O ,具有较强的化学活泼性,以优异的材料兼容性、超强的穿透能力应用于管腔器械、医疗设备、橡胶制品、塑料制品等物品的灭菌^[1-3]。目前市场上多为单门的环氧乙烷灭菌器,物品进出共用同一舱门,灭菌完成后无菌物品在转运过程中通过脏污区域时可能存在交叉感染的风险,最终导致灭菌不合格。为了方便物品转运及有效区分脏污区和洁净区,开发了一种双门的环氧乙烷灭菌器。

环氧乙烷灭菌器灭菌周期涉及抽真空、保压、灭菌剂注入等环节^[4],因此对灭菌器有极高性能要求,以保证灭菌流程正常运行。目前灭菌器的灭菌室多呈矩形截面,它以制造简单、空间利用率高得以广泛应用,不少学者对此进行了大量研究。段成红等^[5]基于有限元对某大型钢制矩形截面容器进行

应力强度分析、实时监测与对比,为压力容器设计制造提供一种可行性方法;曾凯等^[6]采用创新方法设计了一种特殊结构的灭菌器主体结构,使得夹套连续包覆灭菌室,文章还结合 Ansys 软件在三种载荷情况下进行强度分析,为产品的制造、升级奠定了基础;张力群等^[7]在满足强度要求和稳定性的前提下,通过有限元法对矩形灭菌器腔体厚度、加强筋厚度、加强筋高度和宽度、加强筋个数等参数进行优化设计,为产品节约材料成本提供了一定的依据;卢艳玲等^[8]分别采用二维壳单元和三维实体单元对矩形压力灭菌器进行有限元分析,两者应力强度和应力分布基本一致,为类似模型提供了不同的分析方法;张焱等^[9]分别运用有限元分析法和公式计算法对方形容器进行对比分析,表明了有限元分析在压力容器领域的广泛性及可靠性。

以上研究对灭菌器产品的设计与制造提供了参考价值,但大都停留在理论研究阶段。本文从开发

的双门环氧乙烷灭菌器结构着手,首先运用软件进行了不同工况下的强度、位移分析,之后进行样机的制作与试验,将理论分析与实际情况结合起来,互相验证,以便更加可靠地指导产品的批量生产与优化升级,同时也为企业系列化产品的开发奠定了坚实的基础。

1 总体结构及工作流程

1.1 总体结构

双门环氧乙烷灭菌器总体结构如图 1 所示。主要包括灭菌室、前舱门、后舱门、传动装置、导轨、外壳,其中灭菌室两端设有导轨,前后舱门在传动装置牵引下在导轨上往返移动来实现开合,舱门与灭菌室之间安装有密封圈,舱门打开时密封圈分离,舱门与灭菌室的间隙为 3 mm,舱门关闭时密封圈与舱门贴合,与灭菌室形成密闭空间,密封圈在槽内通过抽、充气实现与舱门的分离与贴合。

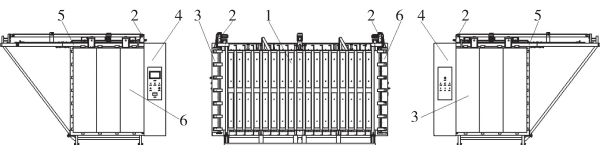


图 1 双门环氧乙烷灭菌器总体结构

1.2 工作原理

环氧乙烷灭菌器灭菌流程可分为四个阶段:准备阶段、灭菌阶段、清洗阶段、通风阶段,完整的灭菌周期如图 2 所示。

2 基于 SolidWorks simulation 的有限元分析

双门环氧乙烷灭菌器结构及其灭菌室受力情况较为复杂,用一般力学方法很难做出精确分析。本次运用虚拟样机方法建立 SolidWorks 三维模型图,采用 SolidWorks simulation 有限元法对其进行受力模拟分析,精确分析应力、位移、应变情况。

2.1 分析的预处理

SolidWorks simulation 是一款基于有限元技术的设计分析软件,按照以下几个步骤完成灭菌器模型分析前的准备工作,预处理步骤一般包括:1) 创建算例;2) 指定材料;3) 添加夹具;4) 施加载荷;5)

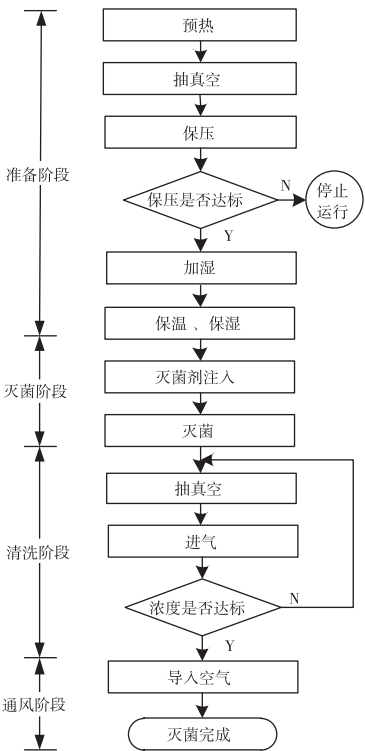


图 2 环氧乙烷灭菌器灭菌流程

划分网格。

2.1.1 简化几何模型

由于双门灭菌器结构较为复杂,为了提高计算效率,在保证计算精度的前提下尽可能减少模型中单元数和节点数,因此对该模型进行简化,删除一些钣金外壳、转动装置、控制元件等对仿真分析无关的零部件,简化后的几何模型如图 3(a) 所示。

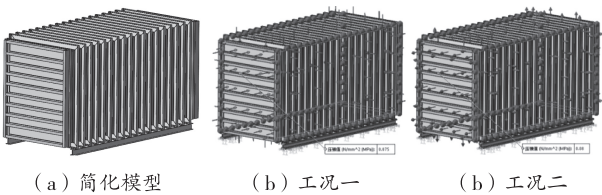


图 3 模型简化及两种工况下灭菌室约束及载荷分布

灭菌室由矩形钢板焊接而成,材质为 S30408,厚度 5 mm,槽钢作为加强作用均布在灭菌室外侧,材质为 Q235,前后门板亦由矩形钢板和槽钢焊接而成,具体材料性能参数如表 1 所示。许用应力值涉及到安全因数 n 的选取,从工作条件出发,同时兼顾安全性与经济性, n 取 $2.0^{[10]}$ 。

表 1 材料性能参数

材料	密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	泊松比 μ	弹性模量 E/GPa	屈服强度 σ_s/MPa	许用应力 σ/MPa
Q235	7850	0.3	200	240	120
S30408	7930	0.285	204	205	102

2.1.2 工作条件设定

灭菌室加热至 35 ~ 60 ℃ 之间达到所需的灭菌环境后进行抽真空,以排除室内和装载中的空气,采用真空泵将室内压力抽至 -75 kPa,并做保压测试:在至少 5 min 的预设时间内,室内压力上升不应超过 0.3 kPa/min。此阶段设为工况一;对灭菌室及其装载物品进行保温、保湿处理,之后再行灭菌剂注入,灭菌剂经汽化室汽化后缓慢注入灭菌室内,此期间室内压力不断上升,当室内达到 +80 kPa 时称之为加药的极限压力,此阶段设为工况二。图 3(b)、图 3(c) 分别为两种工况下灭菌室约束及载荷分布。

2.2 求解与结果分析

工况一下,灭菌室焊接钢板、灭菌室加强槽钢应力分布云图如图 4 所示。

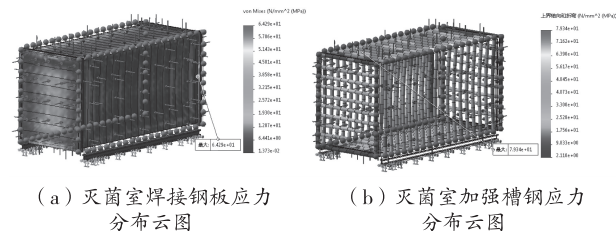


图 4 工况一各部件应力分布云图

工况二下,灭菌室焊接钢板、灭菌室加强槽钢应力分布云图如图 5 所示。

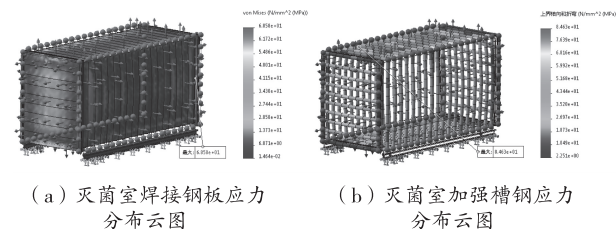


图 5 工况二各部件应力分布云图

两种工况下,灭菌室位移云图分布如图 6 所示。

由工况一下的应力分布云图(图 4)可知,灭菌室焊接钢板最大应力 $\sigma_{s1} = 64.29 \text{ MPa} < [\sigma_1] = 102$

MPa,灭菌室加强槽钢最大应力 $\sigma_{s2} = 79.34 \text{ MPa} < [\sigma_2] = 120 \text{ MPa}$;由工况二下的应力分布云图(图 5)可知,灭菌室焊接钢板最大应力 $\sigma_{s3} = 68.58 \text{ MPa} < [\sigma_1] = 102 \text{ MPa}$,灭菌室加强槽钢最大应力 $\sigma_{s4} = 84.63 \text{ MPa} < [\sigma_2] = 120 \text{ MPa}$,故两种工况下灭菌器结构设计均能满足强度要求。

由两种工况下的位移云图分布(图 6)可知,最大位移均出现在灭菌室中间位置,分别为 $\delta_1 = 1.007 \text{ mm}$, $\delta_2 = 1.074 \text{ mm}$,而前后舱门在两种工况下最大位移分别为 $\delta_3 = 0.8568 \text{ mm}$, $\delta_4 = 0.9142 \text{ mm}$,均小于前后舱门与灭菌室端面之间的距离 $\delta = 3 \text{ mm}$,这说明前后舱门不受变形的影响,可以沿导轨顺利开合,灭菌器在两种工况下均能满足刚度要求。

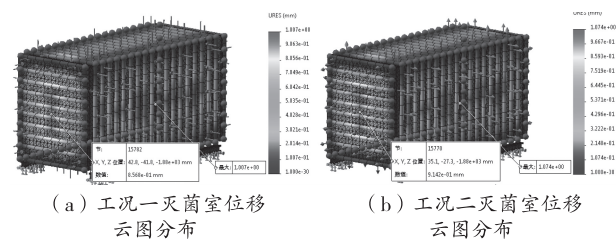


图 6 两种工况下灭菌室位移云图对比

3 样机的制作与试验

3.1 样机制作

样机制作是依据前期的理论设计,完成各个零部件的制作或外购、各个组件的装配以及整机的装配,之后进行机器空转检查,保证后续机器的安全运行。图 7 给出了样机的制作过程。



图 7 样机制作过程

3.2 样机试验

样机试验是检验产品是否达到设计要求的可靠手段,同时也是发现问题、对样机作进一步改进的有力依据。图8给出了样机的试验过程。经过多次手动对两种工况下进行样机试验,以及反复循环的自动灭菌周期试验,试验表明,这两种工况下灭菌室及舱门受力良好,且前后舱门与灭菌室端面留有约2 mm的间隙,可顺利开合。

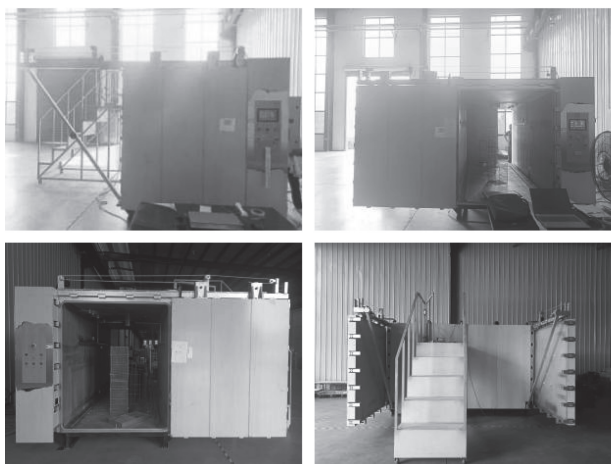


图8 样机试验过程

4 总结

针对灭菌物品转运时出现交叉感染的问题,提出了一种双门的环氧乙烷灭菌器。根据灭菌周期中的两种工况,运用 SolidWorks simulation 对其进行了有限元分析,结果表明灭菌器满足强度、刚度要求。进行了样机的制作与试验,结果表明灭菌器受力良好,舱门顺利开合。为产品的批量生产及企业开发系列化产品奠定了基础。

参考文献

- [1] 万全寿,蔡建陶,田苗苗,等.大型环氧乙烷灭菌设备物理性能验证[J].计量与测试技术,2023,50(7):92-94.
- [2] 张家振,法如克·艾合买提,舍莉萍,等.医疗器械环氧乙烷灭菌及低温灭菌研究进展[J].中国医学装备,2023,20(3):192-198.
- [3] 郑建功.环氧乙烷灭菌过程挑战装置基本知识点及常见不合格案例[J].中国医疗器械信息,2023(5):14-17.
- [4] 国家药品监督管理局.环氧乙烷灭菌器:YY 0503—2023[S].北京:中国标准出版社,2023.
- [5] 段成红,汪尊武,罗翔鹏.钢制矩形截面容器数值分析及应力测试试验研究[J].机械设计,2022,39(9):23-29.
- [6] 曾凯,傅佩顺,李晓明.特殊容器结构设计及其基于Ansys的有限元分析[J].机电信息,2022(13):26-30.
- [7] 张力群,董金善,崔峰.基于有限元法的矩形灭菌器应力分析与优化设计[J].石油化工设备,2018,47(4):17-23.
- [8] 卢艳玲,董金善,朱星榜,等.壳单元和实体单元在矩形压力蒸汽灭菌器的有限元分析中的应用[J].化工机械,2016,43(4):495-499.
- [9] 张焱,马瀚擎,金东杰,等.方形容器设计计算分析比较[J].石油和化工设备,2020,23(8):5-10.
- [10] 北京科技大学,东北大学.工程力学[M].北京:高等教育出版社,2008.

作者简介:殷彦强(1989-),男,河南安阳人,硕士研究生,主要研究方向:机械设计与制造。

收稿日期:2024-07-19

内燃机车司机室空调通风系统性能研究

刘彭宽,孙丽萍,王玉艳

(大连交通大学机车车辆工程学院,辽宁 大连 116028)

摘要:根据司机室通风系统的结构建立有限元模型,并利用 fluent 软件对通风系统进行仿真分析,得出司机室内温度分布和速度分布情况。基于仿真结果对通风系统中的管道形状、送风口位置和样式进行了优化。编写 udf 程序,利用 PID 控制器根据室内温度变化自动调节送风温度,以实现室内温度的自动控制。本次仿真分析结果可为今后优化司机室的通风系统,实现室内温度的自动控制,提高司机室内环境质量等方面的进一步研究提供一定的参考。

关键词:内燃机车 司机室 仿真分析 UDF 程序 自动化

中图分类号:U270.38+3

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0066-06

Study on the performance of air conditioning and ventilation system in diesel locomotive driver's cab

LIU Pengkuan, SUN Liping, WANG Yuyan

Abstract: This paper establishes a finite element model based on the structure of the driver's cab ventilation system and uses the Fluent software to simulate and analyze the ventilation system. The temperature and velocity distribution inside the driver's cab are obtained. Based on the simulation results, the pipe shape, and the air outlet position and style in the ventilation system are optimized. A UDF program is written, and a PID controller is used to automatically adjust the air supply temperature according to the indoor temperature changes, achieving automatic control of the indoor temperature. The results of the simulation analysis can provide certain reference for optimizing the ventilation system of the driver's cab in the future, realizing automatic control of the indoor temperature, and improving the environmental quality inside the driver's cab.

Keywords: diesel locomotive, driver's cab, simulation analysis, UDF program, automation

0 引言

随着我国铁路的运能不断提高,铁路装备技术也不断更新。司机室空调通风系统是机车司机室的重要组成部分,一个舒适的工作环境是机车顺利运行的关键因素。郝占红等^[1]对轨道列车司机室空调制冷的热舒适度进行仿真分析,采用数值模拟及试验测试为主的研究方法,林宝锋等^[2]基于列车控制与管理系统(TCMS)的空调系统控制模式和控制规则,阐述了基本的空调系统控制方案。本文根据PID控制器的工作原理编写 udf 程序,能够根据室内温度变化自动调节送风温度或流速,为司机室空调通风系统的自动化控制提供具体的调节方法。同时能够根据需求进行反向仿真分析,结合优化司机

室通风系统结构,能够进一步提高内燃机车司机室空调通风系统的性能,改善司机室工作条件,提高司机室内空气品质^[3]。

1 司机室原始通风系统仿真分析

1.1 几何结构与有限元模型

对某调车内燃机车司机室通风系统进行分析,由于司机室的复杂性,需要对实体模型进行适当的简化,忽略车厢底部装置以及室内的装饰性布置。根据实际车型的尺寸,建立了宽度 3.19 m,高度 2.6 m,长度 2.24 m 的仿真模型。

由于内燃机车的外形结构和内部通风设备复杂,在模型的创建过程中做了以下基本假设^[4]:

(1) 车厢内部的气体为低速的不可压缩流体,

满足 Boussinesq 假设;

(2) 车厢的密闭性良好,没有漏气现象;

(3) 忽略列车车厢外的压力波对车内流场的影响。

在实际的处理过程中对网格进行一定的调整,在送风口、风道、回风口以及近壁区域进行适当的加密,采用 poly-hexcore 网格进行划分。共有 164

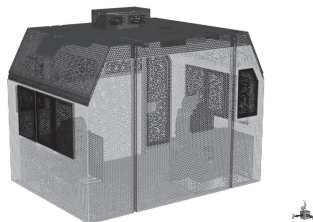


图1 司机室有限元模型

万个单元。司机室有限元模型如图1所示。

1.2 边界条件与材料设定

1.2.1 送风口边界条件

送风口采用速度入口边界条件,通过调整送风的参数来控制车厢内的温度和进行通风换气。根据标准 GB/T 6769—2016 机车司机室布置规则^[5],新鲜空气吸入量宜按照每人 30 m³/h 计,且为有效散热,司机室内的更换气流量宜不小于 300 m³/h。结合送风口的尺寸和额定的供风量,可以计算得出送风口基本工况为速度不小于 1.38 m/s,设置送风温度为 18 ℃,湍流强度 5%,湍流粘度比为 10。

1.2.2 回风口边界条件

空调回风口设定为压力出口边界,设定为静压,并抑制回风口回流。

1.2.3 壁面边界条件

壁面是流动问题中最常用的边界条件之一,设定车外的环境温度以及车厢壁不同材料的传热系数,具体参数见表1。为了计算的方便将人体作为恒定热源来处理,给定壁面温度条件为 36 ℃。

表1 不同边界材料属性

材料	密度 (kg/m ³)	导热系数/ (W/m·K)	比热/ (J/kg·K)	材料位置
保温棉	50	0.03	900	外侧蒙皮和 内部装饰板 之间
玻璃	2500	1.2	790	窗户

太阳的辐射作用设置为外部辐射传热边界条件^[6],采用太阳光辐射计算器,设置车辆运行位置

为东六区,东经 90.25°,北纬 42.82°,天气条件为晴朗天气,外界温度 45 ℃。

1.3 司机室内通风评价标准

根据标准 GB/T 6769—2016 机车司机室布置规则

(1) 司机室通风系统可由司机控制,在正常通风条件下,司机头部的气流速度不大于 0.3 m/s。

(2) 在环境温度大于 30 ℃ 的高温地区,司机室应配备空调系统。应根据要求,采用以下温度控制系统之一:

手动温度控制:应能通过温度选择开关控制温度在 18~23 ℃ 的调节范围。

与外部温度有关的自动温度控制:根据内部温度设定偏移量 ΔT_{ic} (-2K ~ +4K) 和平均外部温度 T_{out} ,如无要求, T_{ic} 应根据式(1)确定。

$$T_{ic} = 20\text{ }^{\circ}\text{C} + \Delta T_{ic} + 0.4(T_{out} - 20) \quad (1)$$

1.4 仿真分析结果

1.4.1 原始通风管道以及室内入风口分析

为了判断室内某一平面以及送风口送风的均匀度,这里分别取四个送风口处的相对标准偏差(Relative Standard Deviation, RSD)以及均匀性指数^[7](Uniformity Index)。其中相对标准偏差是一个用于量化数据分布离散程度的统计量,它是标准偏差与平均值的比值,计算公式如下:

$$RSD(\%) = \frac{\sigma}{\mu} \times 100\% \quad (2)$$

其中, σ 是数据的标准偏差(Standard deviation), μ 是数据的平均值。标准偏差 σ 的计算公式为:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \mu)^2}{N - 1}} \quad (3)$$

其中, x_i 是每个数据点, N 是数据点的总数。



图2 原始模型管道网格划分图

相对标准偏差越小,表示数据点相对于平均值的离散程度越小,数据越集中,模拟结果越稳定。

而均匀性指数通常用于描述流体在某一截面上速度分布的均匀程度。其通常是截面上流速的平均值与截面上流速的最大值的比值。一个均匀性指数接近于1的流动被认为是高度均匀的,而一个远离1的指数则表示流动的均匀性较差。

均匀性指数(UI)的定义可以依据不同的应用场景和需求而有所不同,但一般形式如下:

$$UI = \frac{v_{avg}}{v_{max}} \quad (4)$$

其中, v_{avg} 是平均流速, v_{max} 是截面上的流速最大值。

对原始司机室模型仿真后可得室内送风口参数,见表2,送风口左右顶出风口流量明显大于两侧出风口。

表2 室内送风口仿真结果

位 置	平均流速 /(m/s)	标准差 /(m/s)	相对标准 偏差/%	均匀性 指数
左1(侧送风口)	0.427	0.313	73.3	0.702
左2(顶送风口)	1.077	0.598	55.52	0.771
右1(侧送风口)	0.316	0.192	60.75	0.773
右2(顶送风口)	1.376	0.705	51.23	0.804

1.4.2 司机室内仿真结果分析

对原始司机室模型仿真后可得,体平均温度为22.49℃,其中最大温度为44.18℃,位于司机室侧墙窗户位置。司机室内上部和下部区域之间的温差为1.2℃,符合标准。

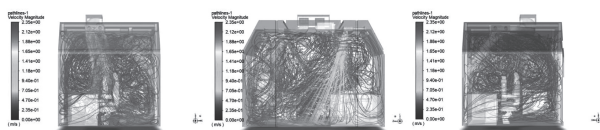


图3 速度分布迹线图(左侧,正向,右侧)

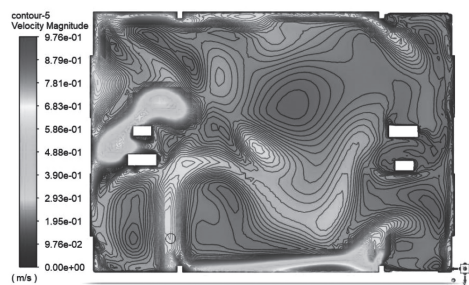


图4 司机室座椅头部高度速度分布云图

表3 司机室内不同截面高度具体数据

截面高度	截面平均温度 /℃	平均流速 /(m/s)	流速 均匀度	温度 均匀度
司机头部截面	21.08	0.122	0.727	0.999
司机腰部截面	21.07	0.113	0.704	0.999
司机腿部截面	21.14	0.112	0.688	0.999

由速度分布迹线图(图3),结合表2的数据可以看出,由于风在管道内部流动的过程中,气流首先通过两个顶出风口流入司机室中,剩余气流才会到达侧出风口,因此两条风道的顶出风口流量均大于侧出风口,难以做到均匀出风。通过观察图3中的正向迹线图可得,左侧顶出风口吹入司机室内的气流受风道的延伸方向影响,以一定倾斜角度吹向司机头部位置,在撞击到左侧侧壁面后向司机室座位侧后方运动,直至地板形成了局部的环流。而右侧顶出风口由于风道的延伸方向朝向正前方,导致出风不是垂直而是直吹向司机室前侧,最终形成如图5的速度分布云图,其中左侧司机头部高度周围风速过大,这会导致室内风速和温度分布不均匀,驾驶员可能会感到该区域温度过低或风速过大产生不适,从而影响整体的舒适度。

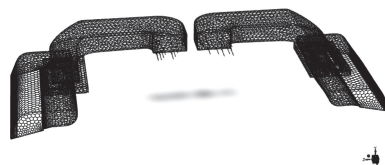


图5 优化风道有限元模型

2 通风风道以及送风口优化设计

2.1 优化风道模型网格划分

为了解决司机室原始通风系统中存在的问题,需要进行优化设计,由原始风道的不对称形式改为对称分布,相较于原始通风系统减少了送风口之前部分的水平管道部分,使送风风道在靠近送风口部分以从上到下的垂直流动趋势为主。将送风口设置在侧墙与顶板之间的斜角处,送风口形状有两种方案,一种是将送风口改为每边分别由7个相同半径的圆形组成的左右送风口(图6(a)),第二种是将圆形送风口变成栅格形状(图6(b)),其中每个栅

格部分由 19 个相同大小的细长格子组成,每侧由 3 个相同的部分组成,其外配有装饰板。

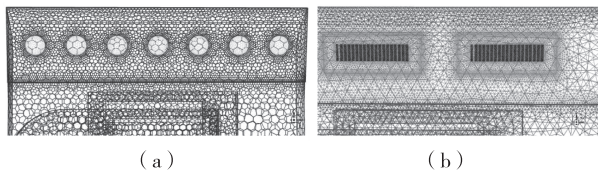


图 6 圆形送风口以及栅格形送风口部分有限元模型

2.2 送风口仿真结果对比分析

由表 4 结合表 2 可以直观地看出,栅格形送风口的相对标准偏差和均匀性指数均优于原始模型以及圆形送风口模型,能够获得更均匀的送风口流速分布,且左右侧送风口送风流量均匀。

表 4 司机室内送风口仿真结果

形状	位置	平均流速 /(m/s)	标准差 /(m/s)	CV	均匀性 指数
圆形	左侧送风口	3.24	1.28	39.5%	0.871
	右侧送风口	3.22	1.26	39.1%	0.874
栅格形	左侧送风口	3.94	1.29	32.7%	0.898
	右侧送风口	3.89	1.24	31.8%	0.901

2.3 室内仿真结果对比分析

2.3.1 圆形送风口室内仿真结果

由室内速度迹线图(图 7)可得,圆形送风口所得的司机室模型仿真过程中,左侧气流沿侧墙壁面向下流动,并未遇到太多阻碍,大部分流向地板,在接触地板后与右侧来向的气流一起向司机室中心线位置汇合。而右侧气流则有部分遇到司机室操作台从而受阻,在操作台高度以上已经形成一个局部的湍流。剩下的部分从操作台前后绕过,并最终向地板中心线位置汇合,左右两侧气流强度不够均匀,室内仿真数据见表 5。图 8 中司机头部位置正对送风口下方,导致司机头部周围区域平均流速过大,在栅格形送风口中略微调整管道以及送风口位置,避免司机因气流流速过大导致头部出现不适感。



图 7 圆形送风口司机室内速度迹线图(左侧,正向,右侧)

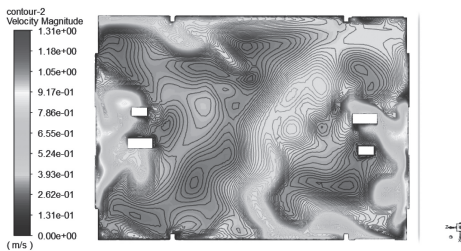


图 8 圆形送风口司机室头部高度速度分布云图

2.3.2 栅格形送风口室内仿真结果

栅格形送风口模型的体平均温度为 21.64 ℃,送风可以更好地沿侧壁面向下流动。图 11 中驾驶员头部左右两侧的平均流速分别为 0.08 m/s 和 0.05 m/s,符合标准中不大于 0.3 m/s 的要求。由表 5 中的具体数据可得,栅格形送风口相较于圆形送风口在 3 个不同高度截面上的流速均匀度要更高,栅格形的仿真结果更好,从迹线图上看,左右两侧气流不够均匀的现象也得到了改善。对比图 8 和图 10 的温度云图以及表 5 可得,栅格形送风口仿真模型中座椅头部高度的速度分布比圆形送风口的更加均匀,改善了部分区域温度过低可能会导致不适感的情况。因此最终选择栅格形送风口来优化模型。



图 9 栅格形送风口司机室内速度迹线图(左侧,正向,右侧)

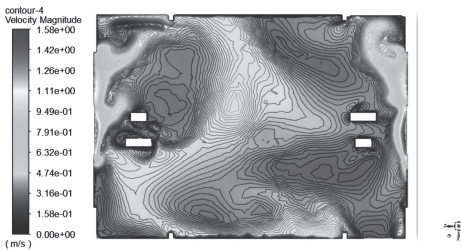


图 10 栅格形送风口司机室头部高度速度分布云图

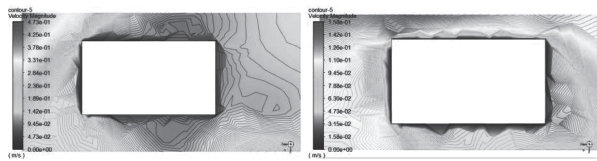


图 11 栅格形送风口司机室内人头部周围速度云图(左侧,右侧)

表 5 室内 3 种截面高度仿真结果

送风口 形状	截面高度	截面平均 温度/℃	平均流速 /(m/s)	流速 均匀度	温度 均匀度
圆形	座椅头部	23.19	0.25	0.782	0.998
	座椅腰部	23.21	0.24	0.763	0.999
	座椅腿部	23.18	0.23	0.746	0.999
栅格形	座椅头部	23.28	0.22	0.780	0.998
	座椅腰部	23.00	0.26	0.752	0.999
	座椅腿部	22.88	0.27	0.739	0.999

3 利用 udf 程序根据外界温度自动调整入风口温度

由于列车在运行过程中会经历不同的地区,且在较长的运行时间中温差可能会不断发生变化,需要不断调整送风参数来维持稳定的司机室内工作环境,从而提高司机的舒适度和安全性。基于此可以编写 udf 程序^[8]来使用 PID 控制器^[9]计算目标室内温度与当前温度之间的误差,根据此误差和 PID 参数来计算控制输出,实现自动改变入口温度或流速来调节司机室的温度。通过该程序既能减少仿真模拟时的调整步骤,又能不断模拟和实时调整入口温度,让列车司机能够更专注地进行其他操作,实现自动化控制。

3.1 PID 控制器原理

PID 控制器(比例-积分-微分控制器)是一种广泛应用于工业控制系统中的反馈回路机制。它根据系统的当前误差、过去的累积误差以及误差的变化趋势来调整控制输入,以达到期望的控制效果。PID 控制器由 3 个主要部分组成:比例(P)、积分(I)和微分(D)。其核心思想是控制器的输出与系统误差成正比。

PID 控制器的基本原理公式可以表示为:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (5)$$

其中: $u(t)$ 是控制器在时间 t 的输出信号; $e(t)$ 是控制误差,即设定值与实际值之间的差, $e(t) = r(t) - y(t)$,其中 $r(t)$ 是设定值, $y(t)$ 是系统输出。

3.2 利用 udf 程序实现温度控制效果

对外界太阳辐射温度为 30 ℃ 条件下的栅格形

送风口司机室模型进行反向仿真模拟,具体边界条件和材料设定与 1.2 部分所述相同,设置理想的室内体平均温度目标为 22 ℃,该目标温度可以根据驾驶需求自由调节,在仿真过程中不断调用 udf 程序调整入口温度,图 12 为根据幅值和周期不断调整 PID 参数最终得到的较为理想的追踪曲线。

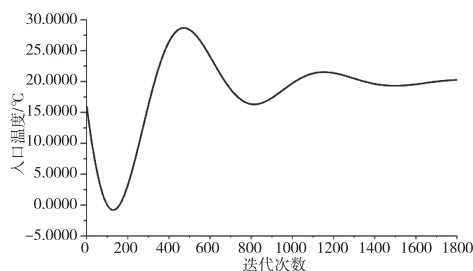


图 12 入口温度调整过程

最终得到室内体平均温度为 21.93 ℃,对应的入口温度为 20.25 ℃。分别设定其他不同外界辐射温度并利用 udf 程序进行追踪,结果见表 6。由表 6 可知,入口温度随外界辐射温度的升高而降低,根据变化趋势建立线性回归预测模型,模型的均方误差为 0.0683,模型一阶多项式拟合方程为:

$$T_{\text{入口}} = -0.2536 \times T_{\text{外界}} + 28.1036 \quad (6)$$

表 6 不同外界辐射温度对应入口温度

外界辐射温度/℃	入口温度/℃
45	16.2
40	18.7
35	19.49
30	20.25

4 结语

(1)通过分析司机室通风系统,建立了仿真模型并进行 CFD 仿真,揭示了司机室内温度和气流速度分布规律,指出了原始通风管道和送风口的不足之处。

(2)改进了通风管道形状,调整了送风口位置和样式从而优化了通风效果,并对比分析了圆形和栅格形送风口的仿真结果。最终结果表明,栅格形送风口能够获得更均匀的气流分布和更舒适的室内温度,更符合司机室环境标准。

(下转第 92 页)

四层楼仿真电梯教学实训装置设计

李辉辉¹,周 健²,黄廷勋²,熊立贵¹,李丽珠²,彭海辉³

(1. 广东开放大学(广东理工职业学院),广东 广州 510091;2. 广州市从化区职业技术学校,广东 广州 510900;3. 深圳市盐田区山海学校,深圳 518081)

摘 要:为安全地开展电梯实训教学,以日常生活使用的电梯为参考,设计出一款高仿四层楼 PLC 曳引电梯。机械方面,使用不锈钢条搭建电梯井框架结构,曳引机通过蜗轮传动方式牵引轿厢上下运动,抱闸装置、限速器和安全钳可有效应对电梯坠落风险。电气方面,通过多个行程开关和光电传感器串联的方式,共同构建安全回路、抱闸回路和门机回路,以提高电梯安全性能。试验结果表明,本研究仿真电梯能平稳、有效地实现楼层判断、呼梯决策和最近运行时间保护等一系列功能。该电梯实训装置的亮点是:电梯构造和功能与真实电梯高度吻合,帮助学生全面掌握电梯知识,避免民用电梯维修现场的安全事故隐患。

关键词:电梯 机械 电气 功能

中图分类号:TP242

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0071-05

Design of a four-story elevator model for teaching and training LI Huihui, ZHOU Jian, HUANG Tingxun, XIONG Ligui, LI Lizhu, PENG Haihui

Abstract: In order to carry out elevator teaching and training safely, a four-story PLC traction elevator model is designed based on the elevators used in daily life. In terms of machinery, stainless steel bars are used to build the elevator shaft frame structure, and the traction machine pulls the car up and down through worm gear transmission. The brake device, speed limiter, and safety clamp can effectively cope with the risk of elevator falling. In terms of electrics, multiple travel switches and photoelectric sensors are connected in series to jointly construct safety circuits, brake circuits, and door machine circuits, so as to improve the elevator safety performance. The experimental results show that the simulated elevator can smoothly and effectively realize floor judgment, elevator call decision-making, and farthest running time protection. The highlight of the simulated elevator is that its structure and functions are in line with the real elevator. The elevator model can help students to comprehensively master elevator knowledge, and reduce the occurrence of safety accidents during the practical operation process.

Keywords: elevator, machinery, electrics, functions

0 引言

随着电梯的广泛使用,对电梯维修人员的需求也不断增加^[1-2]。由于电梯结构复杂,且涉及乘客和维修人员的安全问题,电梯维修初学者应该先在仿真电梯实训装置上实操,在系统掌握电梯维修基础知识和技能后,再逐步过渡到真实电梯的维修当中去。因此,仿真电梯实训装置对电梯维修人才的培养具有重要意义。

针对仿真电梯实训装置的研究与设计,国内外研究学者大多数选择以 PLC 作为控制器的曳引电梯^[3-6]。刘斌^[7]设计的六层 PLC 实训装置,有利于学生直观地掌握电梯机械结构知识和 PLC 编程调试方法;伍懿美等^[8]对仿真电梯电气控制柜安全回路的研究,有利于学生掌握电梯电气控制方面的知识;李大伟^[9]研发的电梯实训模型,有助于学生全面认识电梯功能结构。

本研究以四层 PLC 电梯实训装置为契机,先是

详细介绍了电梯主要组成部分和保护措施,为学生搭建电梯理论知识框架系统;再是程序设计,以日常生活使用的电梯为参考,使电梯实训装置尽可能与真实电梯功能一致;最后通过试验,调试出恰当的控制参数。

1 系统设计

此次研究的控制系统主要由五大部分组成:框架主体,动力系统,轿厢和门系统,传感器和继电器,PLC 控制柜。其中,框架主体的作用是支撑和固定电梯的其他构成部分,动力系统可曳引轿厢垂直上下运动,轿厢用来装载货物,门系统负责开启或关闭电梯门,传感器和继电器则能获取电梯的运行参数,而 PLC 控制柜则是整个控制系统的决策机构。

1.1 框架主体

如图 1 所示,是仿真电梯实训装置实物图。电梯外围框架由若干不锈钢条搭建而成,不锈钢条之间采用螺丝拧紧固定,最终形成尺寸约为 $80\text{ cm} \times 100\text{ cm} \times 250\text{ cm}$ 的长方形电梯井。电梯井底部安装了若干个聚氨酯缓冲器,当电梯轿厢因失控坠落时,缓冲器可以吸收撞击能量,从而减小事故破坏力;电梯井四个角的位置各安装 1 条竖直铁轨,用来做轿厢导轨和对重导轨;电梯井顶部安装 2 条横梁,用于固定动力系统。电梯正面采用不锈钢薄板覆盖,每层楼预留一个尺寸约为 $30\text{ cm} \times 40\text{ cm}$ 的长方形电梯出入口。

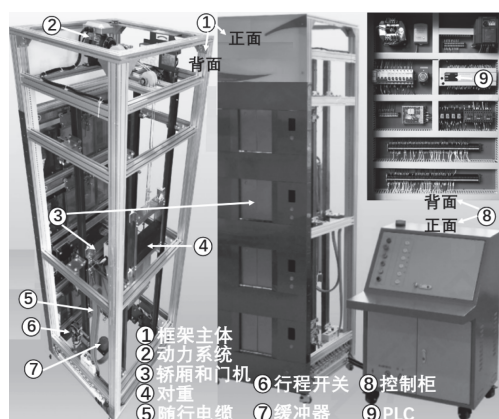


图 1 电梯控制系统实物图

1.2 动力系统

如图 2 所示,是本研究动力系统的装配示意图,

采用蜗轮传动的方式,具体做法是:在电梯顶部横梁上,安装一个含有抱闸装置的三相异步电动机作为曳引机,曳引机转子末端螺纹与曳引滑轮的蜗轮齿垂直相交,组成蜗轮传动系统。由于电梯的升降需要较大的扭矩,但不需要很快的速度,因此蜗轮传动方式可将曳引电机转子的高转速、低转矩,转化为曳引滑轮的低转速、高转矩。

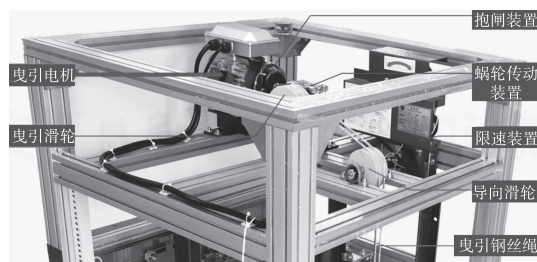


图 2 动力系统装配示意图

轿厢升降的工作原理是:先将曳引钢丝绳两端分别连接轿厢和对重;再将曳引绳缠绕在曳引滑轮和导向滑轮上;最后利用曳引轮与曳引绳之间的摩擦力,当曳引电机带动曳引滑轮转动时,便能牵引轿厢和对重做升降运动。对重的重量为轿厢的自重加上额定载重的 50%,再减去对重架的重量。通过调节导向滑轮的安装位置,便可灵活调节轿厢与对重的间距,以确保电梯安全、稳定运行。

1.3 轿厢和门系统

轿厢门系统主要由层门、轿门和开门机构组成。层门安装在每层电梯出入口处,轿门安装在轿厢出入口处,开门机构则安装在轿厢门顶部。轿厢门系统的工作原理如下:

(1) 每个层门设置机械和电气联锁装置,当层门打开时电梯电源主触点不接通,安全回路断开,电梯无法运行;当层门关闭时安全回路接通,电梯才能正常运行,此时层门被门锁的锁钩钩住,外力将无法掰开层门。层门门锁的作用是,轿厢在正常运行和在非正常开锁区域停止时,锁住层门,防止层门意外开启发生坠落和剪切事故。

(2) 开门机构是负责开启或关闭电梯门的装置,当轿厢到达指定楼层时,门刀将会卡住门锁轮两边。当轿厢门开启时,先是门刀压住上方开锁轮并推动锁杆使门锁开启;再是门锁带动主动门扇开启使轿门打开,同时,通过传动钢丝绳使从动门扇也同

步开启,即层门打开;最终的效果是电梯的层门和轿门同步开启。

(3)轿厢门电机是开门机构的动力来源,也是驱动层门和轿门开启或关闭的装置。两块轿厢门分别嵌挂在水平齿轮皮带的上部和下部,当门电机带动齿轮皮带转动时,两块轿厢门就会在齿形带的带动下产生相向移动,执行开门或关门动作。

1.4 传感器和继电器

电梯根据传感器和继电器的信息,能判断电梯所处楼层的位置、电梯门是否开启或关闭到位、轿厢超载与否、有无货物正在出入电梯、轿厢有无冲出轨道末端危险等情况,可以说电梯的安全和稳定运行,离不开传感器和继电器的保驾护航。如表1所示,列举了本研究所采用传感器和继电器的名称、安装位置、功能等信息。其中,当电梯上行并且触碰到上极限行程开关时,说明电梯即将冲出轨道最上端,此时安全回路断开,并且曳引电机发生抱闸制动;当电梯下行并触碰到下极限行程开关时,亦如此。

表1 传感器和继电器一览表

传感器名称	安装位置	触发后的作用
上极限开关	铁轨最上端	急停
上限位开关	铁轨亚上端	已到最高点
上强迫换速开关	铁轨上端	须减速
下强迫换速开关	铁轨下端	须减速
下限位开关	铁轨次下端	已到最低点
下极限开关	铁轨最下端	急停
上平层光电	轿厢顶一侧	上行楼层增加
门区光电	轿厢顶一侧	到达指定楼层
下平层光电	轿厢顶一侧	下行楼层降低
金属感应器	轿厢下方	超载
光幕感应器	轿门门板	货物在进电梯
门锁继电器	轿门闭合处	关门到位
开门继电器	轿厢侧方	开门到位

1.5 PLC 控制柜

PLC 控制柜是程序控制和供配电的主要场所,其内部主要包含 PLC 控制器、PLC 接线端子、变压器、空气开关、交流接触器、曳引电机变频器、继电器等。为方便用户操作电梯或修改控制参数,本研究绘制了符合行业标准规范的电梯电气原理图、PLC 接线图、I/O 分配表,并标注出元件代号、元件定义、

置放处所等信息,以供用户参考使用。

如图3所示,是本研究主要的3条电气回路设计方案。以安全回路为例,只有当轿顶急停开关常闭触点、底坑急停开关常闭触点、上极限开关常闭触点、下极限开关常闭触点、相序继电器常开触点、控制柜急停开关常闭触点同时得电时,电压继电器才得电;只要其中任何一个触点失电,则曳引电机的转子被抱闸装置卡死而无法转动。

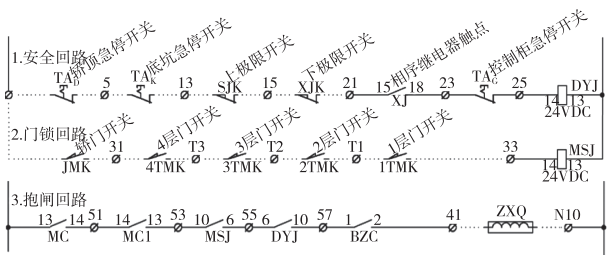


图3 电梯电气回路设计图

1.6 轿厢防坠落措施

电梯在运行过程中,如果遇到突然停电,或者轿厢货物过重,亦或曳引钢丝绳断裂等突发状况,那么有可能发生轿厢坠落等安全事故^[10]。为解决上述问题,本研究做了3种应对电梯轿厢坠落事故的措施:一是抱闸制动,当突然停电时,抱闸装置不得电时,弹簧将铁质刹车片顶出,并卡住曳引电机转子,导致曳引机无法转动;二是蜗轮传动制动,蜗轮传动系统只能由曳引电机带动曳引滑轮,而曳引滑轮却不能带动曳引电机;三是限速装置和安全钳制动,当电梯坠落时,限速装置内部的离心锤会被甩出,并钩住制动卡槽,导致限速装置滑轮停止转动,进而导致限速装置钢丝绳停止运动,而固定在钢丝绳上的安全钳控制杆会提起安全钳楔块,将轿厢牢牢固定在竖直导轨上,从而实现紧急制动。

2 控制策略

为保证电梯安全、稳定、有序地运行,控制系统正常运行时必须遵照以下几条规则^[11]:(1)消防开关保护,如果在电梯正常运行过程中打开消防开关,则电梯马上停止运行、轿厢归位到一层停下,并且取消所有呼梯登记信号;(2)光幕传感器保护,层门门板自上而下均匀安装3对光幕传感器,如果有物体遮挡光幕传感器,则电梯门保持常开、电梯停止运

行,直到遮挡物离开电梯才正常运行;(3)超载报警,当发生超载时,轿厢底部因挤压会发生较大变形,会被安装在轿厢底部的金属传感器察觉,此时电梯门保持常开、电梯停止运行,蜂鸣器发出警报声;(4)最远运行时间保护,假设电梯从一楼正常运行到四楼的时间为 T ,如果轿厢从起点运行到目标楼层的时间大于 T ,则轿厢停止运行,必须重启才能回复正常运行,以防止电梯失控而造成危险。其流程图如图 4 所示。

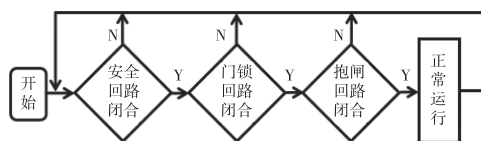


图 4 电梯运行总体流程图

2.1 楼层判断策略

轿厢一侧分别安装着上平层光电、下平层光电和门区光电 3 个 U 型传感器,在电梯井每个楼层分别安装一块挡板。当轿厢达到每个楼层最佳开门位置时,挡板能刚好嵌入 3 个传感器的 U 型空间内部;此时,3 个光电开关因受到挡板的遮挡而都断开。PLC 控制根据上述 3 个光电开关的通断,来判断电梯所处楼层。具体做法是:当电梯上行时,寄存器数据做加法运算,当电梯下行时则做减法运算,在此基础上,当 3 个光电开关同时被挡板遮挡而断开时,则电梯认为已经到达某一楼层。

2.2 呼梯和开门策略

呼梯规则遵循“用最短的路径,服务最多的楼层”的原则。例如,原先轿厢正处在 1 层,如果此时电梯同时接到“2 层呼下、3 层呼上、4 层呼下”,则轿厢的运行方式是:首先,轿厢上行经过 2 层,但不停 2 层,而是上行至 3 层才停下;接着,继续上行至 4 层后,最后下行直达 2 层才停下。电梯每成功到达目标楼层时,蜂鸣器都会发出“叮咚”声响作为到站提醒。

电梯到达目标楼层并停稳之后,先是开启电梯门,直到电梯门触发到开门继电器开关时,则认为开门到位,并等待 5 s 后才关闭电梯门。如果乘客提前按下轿厢内的关门按键,则电梯可马上关闭电梯门,一直到电梯门闭合并触发关门继电器开关时,则

认为关门到位。

2.3 速度控制策略

一方面,安装在电梯井的轿厢轨道两端,分别安装了 3 个行程开关。首先,当轿厢上行至轨道末端时,首先触发的是上强迫换速开关,PLC 控制器会命令变频器降低频率,从而强行让曳引电机减速;接着,轿厢继续上行会触发上限位开关,PLC 控制器会命令轿厢马上停车,此时轿厢到正常上行的最高位置;但是,如果轿厢还继续上行,则会触发安装在轨道最上方的上极限开关,从而切断安全回路,导致抱闸装置失电、抱闸装置刹车片被弹簧顶出,并把曳引电机的转子卡死,最终让轿厢停下来。当轿厢下行时,安装在导轨下端的 3 个行程开关会起同样的作用。

另一方面,当电梯发生故障时,轿厢可能停车后,又立即上行或者下行,危及乘客生命安全。解决办法是:轿厢从停止运行开始计算,到恢复运行的时间段不得低于 10 s;否则,电梯不能运行。同时,为了改善乘客坐电梯的舒适度,轿厢即将达到目标楼层时,PLC 控制器也会命令轿厢提前减速,不至于到站后急刹车。

3 试验结果与分析

通过设置轿厢门机变频器参数,使轿厢从执行开门动作算起,至开门到位的时间为 3 s;关闭轿厢门的时间亦如此。电梯正常运行时,曳引电机变频器主要参数设置如表 2 所示。

表 2 三菱 D740 变频器参数设置

变频器参数	设置值	功 能
Pr. 79	3	外部和 PU 组合运行
Pr. 4	30	轿厢正常速度运行
Pr. 6	10	轿厢低速运行
Pr. 7	2.0	加速时间
Pr. 8	2.0	减速时间
Pr. 9	2.2	过流保护

3.1 试验方法

一方面,对电梯系统的每个行程开关和传感器逐一测试,确保其信息能及时、有效地传给 PLC 控制器。另一方面,通过 PLC 编程,先让电梯实现点动方式上升或下降,先使其实现最简单的功能;在此

基础上,再将强行换速、楼层识别、呼梯、开门等功能,逐个增加至原来的功能之上,从而不断完善电梯功能,并且通过调试或修改控制参数,使电梯处于最佳运行状态。

3.2 试验结果

试验结果表明:电梯能够安全、正确地执行 PLC 控制器命令,电梯上行、下行、呼梯、开门、关门等各项功能运行稳定,且效果均能达到预期效果。

例如,当轿厢上行过程中,因失控而触发了安装在轨道最上端的上限位开关时,安全回路马上被切断,不能登记呼梯指令,抱闸装置刹车片会马上被弹出,将曳引电机转子牢牢锁死。如果想解锁,则需要用点动方式不断按下行键,直到轿厢不再触发上限位开关,轿厢才能正常运行。

3.3 试验结果分析

首先,抱闸装置失电时锁死曳引电机转子,得电时解锁;当轿厢触发到上限位开关或者下限位开关时,在没有停电的情况下,曳引电机虽然被抱闸装置锁死时,但是曳引电机的变频器并不会失电,此时 PLC 仍然能够通过变频器控制曳引电梯的正转或反转。其次,在不改变电梯控制系统硬件配置的情况下,通过修改 PLC 程序,可让电梯实现多种功能;同时,通过优化 PLC 程序,也能有效提升电梯的智能化水平。再次,电梯能够正常运行,离不开硬件设备的正确安装及合理的 PLC 软件编程,因此,调试电梯时需要软、硬联通。

4 结语

电梯教学实训装置不仅能帮助学生全面、系统地掌握电梯基础知识,而且可以降低学习成本和风险。首先,本研究搭建以钢结构为主体框架的四层 PLC 电梯实训装置控制系统,从安全角度考虑设计了机械和电气双重保护:在机械设计方面,采用蜗轮传动系统、抱闸装置、限速装置和安全钳,当电梯发生坠落事故时可以提供机械保护作用;在电梯设计方面,通过行程开关和光电开关串联,设计出安全回路、门机回路和抱闸回路来保障电梯安全运行。其

次,电梯控制策略以生活中实际使用的电梯为参考,通过 PLC 编程使电梯具备呼梯决策、判断楼层位置、超载报警等功能。最后,通过反复试验,调整电梯零部件安装位置和 PLC 控制程序,以确保电梯安全、稳定地运行。因此,本研究设计的四层 PLC 电梯实训装置控制系统与人们日常生活使用的电梯高度吻合,能为电梯维修技能人才的培养提供有利支撑。

参考文献

- [1] 邱向阳. 电梯门回路的故障形式分析及检验检测[J]. 机电技术, 2023(2): 92-94.
- [2] 赵国勇. 基于多传感器融合的电梯运行性能远程检测方法[J]. 西部特种设备, 2023, 6(2): 39-43.
- [3] 朱丹, 何雅菁, 陈浩航. 基于 Flexsim 仿真的电梯群组上高峰分区分层运行管理模式比较研究[J]. 机电工程技术, 2024, 53(5): 16-20.
- [4] 袁冲, 孙亮波. 智能电梯群控制系统的优化设计与仿真[J]. 工业控制计算机, 2023, 36(6): 65-67.
- [5] KIMURA H, ITO H, NAKAGAWAT. Vibration analysis of elevator rope (2nd report, forced vibration of rope with damping) [J]. Journal of system design and dynamics, 2008, 2(2): 540-549.
- [6] RIVET L. Modernization: essential for the European elevator stock[J]. Elevator world, 2015(10): 148-150.
- [7] 刘斌. 六层 PLC 电梯实训装置的设计与开发[J]. 现代制造技术与装备, 2023, 59(4): 57-59.
- [8] 伍懿美, 周旭华, 郑镇峰. 基于 PLC 的电梯电气控制柜实训装置的设计与实现[J]. 科技风, 2021(21): 5-6.
- [9] 李大伟. 基于 PLC 与触摸屏的电梯实训模型设计[J]. 电大理工, 2020(2): 1-4.
- [10] 李奇彦, 马建成, 黄兴, 等. 高速电梯振动测试与故障诊断研究[J]. 控制工程, 2024, 31(4): 661-668.
- [11] 王嘉祥. 基于 PLC 的群控电梯系统设计与研究[D]. 太原: 科技大学, 2024.

作者简介: 李辉辉(1987-), 讲师, 研究领域为机电一体化技术教学与研究。

收稿日期: 2024-06-27

基于西门子 S7-200 SMART 的横切物料装置设计

黄闪闪¹, 郭 辉²

(1. 襄阳汽车职业技术学院, 湖北 襄阳 441000; 2. 襄阳金弘智能装备有限公司, 湖北 襄阳 441004)

摘 要:针对现有的横切物料装置仅能切削小规格尺寸物料、不能自动升降的问题,设计了一种基于西门子 S7-200 SMART 的横切物料装置,适用于横切大规格尺寸的匀质自保温砌块毛坯。本研究主要包括自动升降机构和横切物料机构的结构设计、参数选择、控制系统设计等。自动升降机构中采用普通电机、增量式编码器、变频器取代伺服电机,节约成本;选用 PLC 内部高速计数器实现精准定位。横切物料机构选用从高到低的切削方式,锯带偏位角 γ : 5° ,电机功率:11 kW,锯轮转速:792 r/min,切削质量好,工作性能稳定;控制系统中变频、工频运行过程中的延时设置实现其稳定运行。

关键词:匀质自保温砌块 横切 自动升降

中图分类号:TP23

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0076-05

Design of a material cross-cutting device based on Siemens S7-200 SMART

HUANG Shanshan, GUO Hui

Abstract: Aiming at the problems that the existing material cross-cutting device can only cut small-sized materials and cannot automatically lift, a material cross-cutting device based on Siemens S7-200 SMART is designed, which is suitable for the cross-cutting of large-sized uniform self-insulation blocks. This paper mainly introduces the structural design, parameter selection and control system design of the automatic lifting mechanism and the cross-cutting mechanism. The automatic lifting mechanism adopts ordinary motors, incremental encoders, and frequency converters to replace the servo motors. PLC internal high-speed counter is selected to achieve accurate positioning. The cross-cutting mechanism adopts the high-to-low cutting method, the saw belt offset angle γ is 5° , the motor power is 11 kW, the saw wheel speed is 792 r/min. The cutting quality is good, and the working performance is stable. The time delay in the frequency conversion to power frequency process in the control system realizes its stable operation.

Keywords: uniform self-insulation block, cross-cutting, automatic lifting

0 引言

随着工业化、城镇化进程加快和消费结构升级,大量资源的消耗给生态环境带来巨大压力。匀质自保温砌块代替传统粘土作为新型绿色墙材,可以使居住建筑节能设计标准达到 75%^[1] 的要求。从匀质自保温砌块毛坯到工程用成品砌块,一般需依次经过毛坯取料、圆盘锯削、横切、纵切等一系列工序。横切物料装置旨在完成横向切削工序,获得满足高度尺寸要求的成品砌块。而现有的横切物料装置^[2-3] 仅能满足小规格尺寸的砌块毛坯的切割要求,一次性切割生产的砌块数量相对较少,生产效率

较低。同时,为了使成品砌块适应不同尺寸的需求,现多采用人工调整切割装置的整体高度。为适应自动化生产的需求,现需要一种横切物料装置能够实现自动化升降,且在切割大规格尺寸砌块毛坯时稳定运行。

1 整体结构设计

该装置主要由置换机构、送料机构、自动升降机构、横切物料机构以及控制系统组成。置换机构主要是完成从上一步工序到横切工序物料的转运。送料机构通过链带动送料小车及其上的物料水平移动。

横切物料装置整体设计为龙门式结构,包括 5

个自动升降机构、5个横切物料机构及5组控制系统,如图1所示。5个工位在水方向呈一定的间距、垂直方向呈一定的高度差错落布置。根据砌块毛坯的规格尺寸和砌块成品的厚度,选择合适数量的工位,调节升降的高度。送料机构输送砌块毛坯,依次通过工位1-工位5完成横向物料的切割。

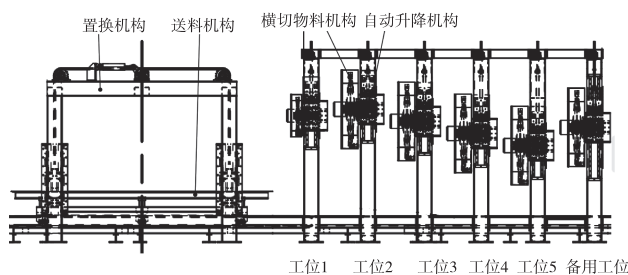


图1 横切物料装置的整体结构

以高度为1280 mm的砌块毛坯为例,切割成4块高度为300 mm的成品砌块,选用5个横切工位,分别为工位1:去除顶部余料,工位2:横切第一块成品砌块,工位3:横切第二块成品砌块,工位4:横切第三块成品砌块,工位5:去除底部余料。备用工位用于任意一工位发生故障时紧急备用。

2 关键结构设计

2.1 自动升降机构

该机构由三相异步电动机、2台联动蜗轮丝杠升降机、增量式编码器等组成。蜗轮丝杠升降机包括蜗杆蜗轮减速机构和蜗轮丝杠升降机构。电机轴与蜗杆轴相联结,通过蜗杆蜗轮减速机构将电机的高速旋转转换为蜗轮的低速旋转。蜗轮内腔与丝杠相啮合,将蜗轮的转动转换为丝杠在垂直方向的移动。

横切物料装置的传动轴与升降机构通过轴承联结,改变电机的转数即可控制整体升降的高度。编码器安装在电机输出轴的末端,与自动升降控制系统配合使用,实现升降的自动化控制。

2.2 横切物料机构

横切物料机构包括三相异步电机、减速带轮、锯轮、环形锯带、冷却系统,主要是实现物料的横向切削。

电机通过减速带轮驱动主动锯轮转动,带动环形锯带的上边和下边沿水平方向移动。砌块毛坯通

过链传动平移,锯带下边完成对砌块毛坯的横向切割。为避免机械干涉,锯轮的直径略大于成品砌块的高度。环形锯带的下边用卡座定位,防止锯条在外力的作用下上下浮动,锯削不平整。本研究选取水作为冷却介质,通过卡座中间的小孔冷却锯齿,同时清理锯削过程中产生的切屑。

2.2.1 选择锯削方式

锯削方式有两种:从低到高顺序锯削和从高到低顺序锯削。

经过试验发现:选择第一种方式,由于锯削产生大量的摩擦热,锯缝处的材料呈熔融态,泥浆会顺着外表渗入到上一步锯削产生的锯缝处。待其冷却固化,造成成品砌块之间的粘连。而采用第二种方式,低处尚未产生锯缝,高处流下的泥浆不会对其产生影响。因此,选择从高到低的顺序锯削。

2.2.2 确定锯削位置高度

以厚度为1.6 mm的锯条为例,产生的锯缝为1.5 mm,砌块毛坯底部去皮厚度为3 mm。以送料小车与物料的接触面为基准,设成品砌块的厚度为 h ,锯带上表面到基准的锯削位置高度为 H_1 ,则工位5: $H_5=3$ mm,工位4: $H_4=(h+1.5+3)$ mm,工位3: $H_3=(2h+1.5\times 2+3)$ mm,依次类推,确定每个工位锯削高度。

2.2.3 确定电机参数

锯带的转速是影响锯削质量和效率的关键因素。本试验通过改变电机的极对数 p 和改变带传动的传动比 i 两种方式改变电机的输出转速。

本试验选择的电机转差率为0.04,功率分别为7.5 kW、11 kW,设置3组不同的皮带轮的传动比($i=1:1, 220:400, 250:400$),电机极对数 $p=2, p=3$,进行9组对比试验。以锯条的线速度和锯条的磨损程度作为锯条工作性能的评价指标,以启动扭矩和启动电流作为电机工作性能的评价指标。

由表1可以看出,锯条的输出转速 ≥ 900 r/min时,锯条在主锯削运动方向速度大,锯条磨损严重,锯条使用寿命短;锯条的输出转速 ≤ 600 r/min时,锯条在主锯削运动方向速度小,影响锯削效率。因此,锯条的输出转速控制在650~850 r/min最为合适。第5组试验中,锯条工作性能较好,其启动扭矩合适,但启动电流大。

表 1 试验结果分析

序号	减速带轮 的传动比	电机的 极对数	输出 转速	电机 功率	评价指标 1		评价指标 2	
	i	p	$n/(r/min)$	$P/(kW)$	线速度	锯条 磨损	启动 扭矩	启动最 大电流
1	1:1	3	960	7.5	太大	大	小	100A
2	220:400	3	528	7.5	小	小	合适	80A
3	220:400	2	792	7.5	合适	合适	小	90A
4	220:400	3	528	11	太小	很小	合适	70A
5	220:400	2	792	11	合适	合适	合适	80A
6	250:400	3	600	7.5	一般	不高	小	100A
7	250:400	2	900	11	高	大	合适	170A
8	250:400	3	600	11	一般	不高	合适	80A
9	250:400	2	900	7.5	高	大	小	110A

为了解决启动电流大的问题,本装置选用 Y- Δ 降压启动。综合以上分析,选择参数如下:减速带轮的传动比为 220:400,电机 $p=2$,转差率为 0.04,功率为 11 kW,输出转速为 792 r/min,其启动性能好、切割效率高、锯条磨损慢,确定为最佳方案。

2.2.4 选择环形锯带的偏位角

本研究中的偏位角 γ 指的是环形锯带平整侧的外边缘与垂直于物料进给方向之间的夹角,如图 2 所示。环形锯带在锯削运动过程中,物料所受到的力包括沿切削方向的主锯削力 F_y 、沿进给方向的力 F_x (走刀抗力)、垂直于锯齿面方向的力 F_z 。

$$F_{xy} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 - 2F_x F_y \cos(90^\circ - \gamma)} \quad (1)$$

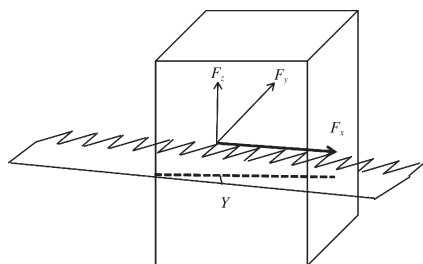


图 2 物料在环形锯带锯削过程中的受力分析

由公式(1)可知, $\gamma=0$ 时, F_{xy} 为最大值。起锯时环形锯带与物料为线接触,物料所受到的压应力小,起锯困难。在锯条与物料即将分离时,物料在合力 F_{xy} 的作用下会发生跑偏。

调整 γ ,起锯时环形锯带与物料为点接触,物料所受到的压应力大,锯齿逐步切入物料,起锯容易。锯条与物料分离时,接触长度逐步减小,锯条逐步切

出物料,较调整前容易。 γ 越大, F_{xy} 越小。试验表明 $\gamma=5^\circ$ 时物料基本不会发生跑偏。

3 控制系统设计

主要包括电机、变频器、PLC、空开、接触器、继电器、断路器等。选用 PLC 为西门子 S7-200 SMART ST60,一个扩展模块 EMDT32。

3.1 自动升降控制系统

该控制系统在每个切割工位分别使用 1 台普通电机、1 个编码器、1 个变频器取代伺服电机,大大降低成本,同时可实现精准定位。变频器型号为 GD200,其功率为 2.2 kW,电机为三相异步电动机,其功率为 0.75 kW,选择增量式编码器。

选用的电机额定转速 $n=1500$ r/min,编码器分辨率 $CPR=400$ p/r,由此可知:每输出一个脉冲信号的时间间隔为 $t = \frac{60 \times 1000}{n \times CPR} = 0.1$ ms,输出为高速

脉冲。而 PLC 内部程序运行的扫描周期为 0.5 ~ 100 ms 之间。对于输入的脉冲信号,其宽度必须大于一个扫描周期,该输入才能被读入,否则无法读取。因此,必须选用 PLC 内部的高速计数器。高速计数器向导根据输入生成 HSC 指令,选择组态的计数器: HSC0,操作模式: 9,速率: $4 \times$,控制字节: SMB37,启动高电平有效,复位低电平有效,写预设值允许更新,写当前值允许更新。根据 2.2.2 节确定的锯削位置,启动电机,对自动升降系统试运行,程序自动记住每个高度对应的电机输出脉冲的个数,实时更新程序内计数器的预设值,实现精确定位。

中断程序具有绝对的优先级,程序执行的过程中,一旦检测到当前值=预设值,优先执行中断程序,变频器复位。执行完成之后,返回主程序,继续执行。部分中断程序如图 3 所示。

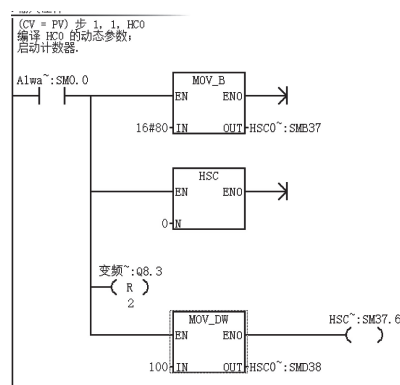


图 3 部分中断程序

3.2 横切控制系统

横切控制系统采用变频启动、工频运行^[4-5]的工作模式。一台变频器可以同时控制多个变频回路。通过 PLC 控制相应的接触器线圈得电,接通对应的变频回路。根据砌块毛坯的规格尺寸和成品砌块的工艺要求,选择合适数量的工位,顺序启动变频回路和工频回路,依次启动 M1、M2、M3、M4、M5。

如图 4 所示,合上总控开关 QF1 和电路开关 QF2、QF3、QF4、QF5、QF6、QF7。通过 PLC 控制继电器线圈和接触器线圈得失电。继电器 KA1 得电启动变频器,接触器 KM1 线圈得电,KM1 主触点闭合,变频回路接通。待变频器达到指定频率后,接触器 KM1 线圈失电,主触点断开,变频结束。同时,工频电路接触器 KM2 线圈得电,KM2 主触点闭合,启动工频电路。待工位 1 加工完成,顺序启动 KM4、KM5,完成工位 2 的加工。同理,依次完成工位 3~工位 5 的加工。具体工作流程如图 5(a)所示。

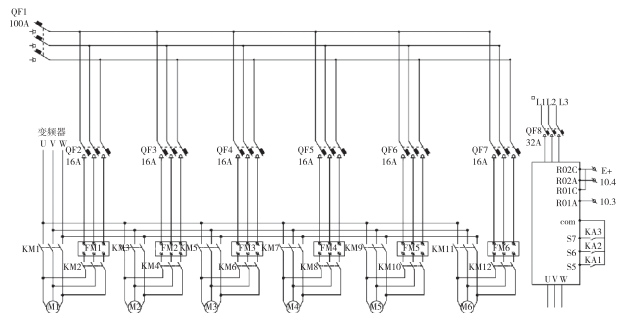


图 4 横切控制系统的主电路接线图

通过试验发现变频工频切换瞬间,电机保护器 FM1 因电流过大频繁跳闸,电流最大可达到 15 A,电机出现不同程度的损坏。经分析可知,接触器 KM1 主触点断开瞬间会产生电弧,持续时间大约为 300 ms。此时,变频回路未完全断开,依然存在电流。而 KM2 主触点闭合时间约为 200 ms。在 KM2 主触点闭合后 100 ms 内,电路处于变频回路和工频回路同时接通的状态。

由于工频电压和变频电压的波形不同,当两者同时作用于电机时,会形成载荷脉冲,其会对电机的轴承产生振荡和磨损。而三相异步电机内部存在励磁电压,变频工频切换瞬间励磁不能立即为 0,有感应电压同时接通工频电路,产生高于正常电流 10 倍

以上的冲击电流。

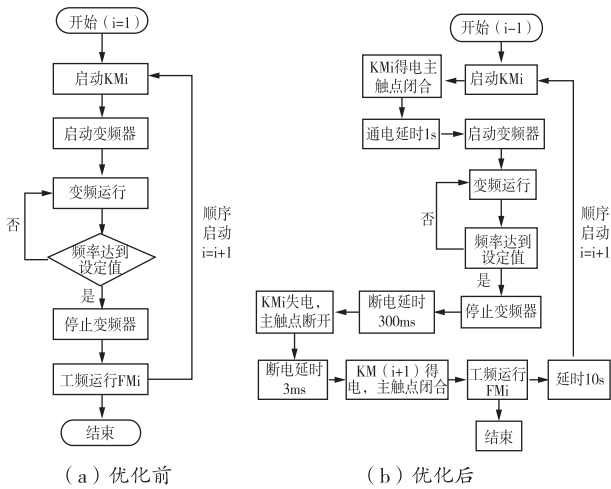


图 5 横切控制系统流程图

为了解决这一问题,在编写 PLC 控制线路程序时采用延时操作,如图 5(b)所示。变频切换到工频时,变频器输出为低电平后,延时 300 ms,使 KM1 主触点在干接点条件下断开,再延时 300 ms,待接触器完全复位后接通工频电路接触器 KM2;在接通变频电路时,在干接点条件下先接通接触器主触点 KM1,通电延时 1 s 后再接通继电器常开触点 KA1,启动变频器。对于频繁动作的接触器来说延时操作可以延长其使用寿命,使工作更加安全稳定,避免产生误动作。

4 结论

本装置适用于横向切割硬度较大、规格尺寸较大的物料。自动升降机构通过前期确定锯削位置,选择增量式编码器,配合 PLC 内部的高速计数器、中断程序等,实现精准定位。横切物料机构中通过合理的选择锯削方式,确定电机参数使锯削质量好,运行稳定。变频工频切换过程中的延时设置可为其他变频启动、工频运行的场合提供参考。

本研究仍然存在不足的地方,如因下沉纹的影响出现少量残次品。相对于未切割部分,已经切割的部分在重力作用下整体下降,当锯削到一定位置时中心偏移而产生下沉纹,可以考虑通过增大相邻 2 个锯削装置的间距降低次品率。

悬臂式斗轮堆取料机安装工艺要点分析*

刘培培, 娄 蕾

(大连职业技术学院 智能制造学院, 辽宁 大连 116035)

摘 要:堆取料机作为一种高效、连续的现代化工业重型散状物料装卸设备,广泛应用于我国矿山、冶金、港口等行业,发挥着举足轻重的作用。其结构形式复杂,零部件繁多,安装过程中涉及多个关键控制环节,需要技术人员对其工艺要点有清晰全面的把握,方可保证设备质量。因此,对其安装过程中的关键工艺要点进行系统性总结显得尤为重要。悬臂式斗轮堆取料机为现阶段国内最常用的型式,走行机构、门座架、回转机构、斗轮装置、尾车装置、液压与润滑系统作为主机关键部件,其安装时的核心工艺要点在文中进行了重点阐述,并明确了各部分的注意事项,能为行业同类设备的安装提供指导和借鉴,对于保证设备运行质量、提升人员技能水平、促进社会规范生产具有重要的现实意义。

关键词:装卸设备 斗轮堆取料机 安装工艺 要点分析

中图分类号:TH162+.1

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0080-04

Key point analysis of installation process of cantilever bucket-wheel stacker-reclaimer

LIU Peipei, LOU Lei

Abstract: As an efficient and continuous heavy bulk material handling machine, the stacker-reclaimer is extensively applied and plays a significant role in China's mining industry, metallurgy industry and port production, etc. With its complex structure and numerous components, multiple key technical control links are involved during its installation. To guarantee the installation quality, technicians are required to have a clear and comprehensive understanding of the process key points. Therefore, a systematic summary of its installation process key points is particularly important. As the most commonly used type, the cantilever bucket-wheel stacker-reclaimer is taken as an example, and the core technical points of the installation process of its key components, including traveling mechanism, portal frame, slewing mechanism, bucket-wheel unit, tail car, and hydraulic and lubrication system, etc., are explained in detail. This paper serves to provide an installation guidance and reference for similar equipment, which has important practical significance for installation quality guarantee, personnel skill enhancement and social production promotion.

Keywords: loading and unloading equipment, bucket-wheel stacker-reclaimer, installation process, key point analysis

参考文献

- [1] 张海遐,李世宏,韩伟,等. 外墙内保温技术在江苏省节能75%建筑中的应用研究[J]. 江苏建筑,2022(3): 137-140.
- [2] 赵硕学. 全自动自保温外墙砌块生产线的设计优化[D]. 淄博:山东理工大学,2017.
- [3] 李姝媛. 建筑砌块切割特性分析与控制策略研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2014.
- [4] 王丁磊,郭涛. 变频-工频切换技术在供水设备中的应用[J]. 电机与控制应用,2011,38(5):36-40.

- [5] 赵祥卿,张桂芳. 软切换技术在变频与工频切换中的应用[J]. 兰州石化职业技术学院学报,2008(3):26-28.

作者简介:黄闪闪(1989-),女,硕士研究生,讲师,研究方向:机械设计及自动化方向。

郭辉(1990-),男,工程师,研究方向:自动化控制技术。

收稿日期:2024-07-04

0 引言

斗轮堆取料机是一种高效、连续的散料装卸机械,具有能耗低、投资省及操作简便等优点,在矿山、冶金、港口等散料处理行业中具有举足轻重的作用^[1],其主要功能包括散料的堆存、挖取和直通等^[2]。斗轮堆取料机一般分为悬臂式、门式和桥式,其中,悬臂式斗轮堆取料机以其动作灵活、作业范围广和对场地要求较低等特点,成为目前国内最常用的结构形式^[3]。悬臂式斗轮堆取料机零部件繁多,为保证设备安装质量,需要安装人员对其技术要点有清晰全面的把握。

1 悬臂斗轮堆取料机结构组成

尽管悬臂式斗轮堆取料机设计形式多样,但其整机结构组成基本一致。本文以典型的整体俯仰悬臂式斗轮堆取料机为例进行探讨,其主要由斗轮装置、悬臂梁装置、门座架、回转装置、俯仰机构、尾车装置、走行机构等部分组成,如图1所示。



图1 悬臂式斗轮堆取料机组成

- 1-斗轮装置;
- 2-悬臂梁装置;
- 3-门座架;
- 4-俯仰机构;
- 5-回转装置;
- 6-尾车装置;
- 7-走行机构。

2 悬臂式斗轮堆取料机安装工艺要点分析

2.1 安装通用工艺要求

出于经济性和安全性考虑,主要部件都先进行部装,再按自下而上、先里后外的顺序依次总装,并满足如下通用要求:

(1) 装配前,必须确保各零件外观无裂纹、砂眼、漏焊等缺陷,并打磨毛刺,清理油污。铰轴有润滑孔的必须确认油路畅通。

(2) 加工、外购成品件不允许直接放于地面上,应放置在干净、带有防护装置的物件上或成品件存放区内。

(3) 允许用钢丝绳直接捆于工件上进行吊装,

使用钢丝绳吊装时,必须加衬垫进行防护。

(4) 零件的配合面及滑动面,在装配时应涂上清洁的润滑油脂。

(5) 高强螺栓连接副安装时,初拧终拧、施工扭矩等项目均应满足相关要求^[4],并按其螺栓孔数量6%使用冲子定位,不得少于4个,冲子按对角线靠外侧对称使用,见图2。

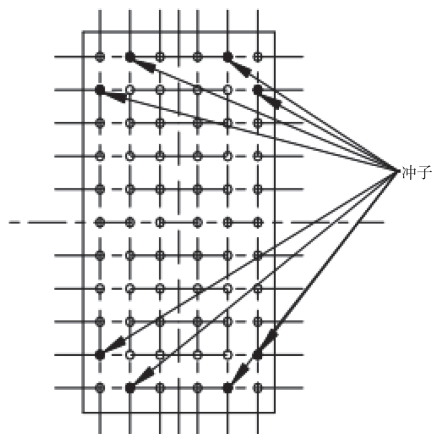


图2 冲子使用示意图

2.2 走行机构安装工艺

走行机构是整台设备的基础部件,安装到料场轨道上,带动整台设备缓慢行走,应确保其行走灵活^[2]。

本机走行轮组如图3所示。首先对各轮组进行部装,并手动盘车,各车轮应转动灵活,无卡阻现象。并对主动轮组进行电动试车,正反转各30 min,要求各部位运转正常、无异常振动,噪音 ≤ 85 dB(A),轴承外部温升 ≤ 40 °C,最高温度不大于80 °C,无渗漏油现象。

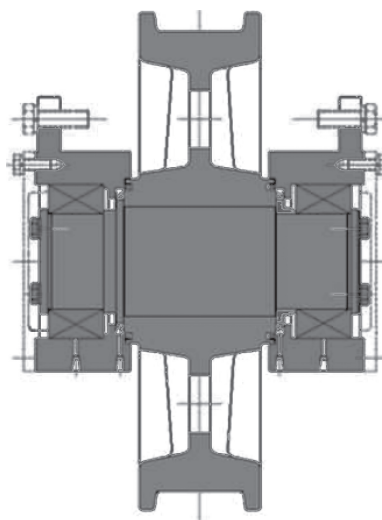


图3 走行轮组装配示意图

为避免设备走行过程中发生啃轨甚至脱轨现

象,应保证同侧轨道上各车轮滚动圆的中心在同一平面上,并按如下要求找正:

- 同一轮架下的两个车轮偏差 $\leq 2\text{ mm}$;
- 同一支腿下的三个以上车轮偏差 $\leq 3\text{ mm}$;
- 同侧轨道上的全部车轮 $\leq 5\text{ mm}$;
- 同一轴线上一对车轮的偏斜方向应相反,且上部应向外侧偏斜,车轮的垂直偏斜值不大于测量长度 L 的 $1/400$,如图 4 所示;

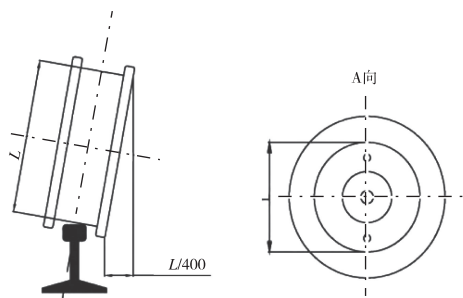


图 4 车轮垂直偏斜

- 车轮水平偏斜不大于测量长度 L 的 $1/1000$ ^[4]。

2.3 门座架安装工艺

门座架安装于行走装置上,起到行走装置与回转装置连接的作用。在挖掘物料过程中,直接作用于斗轮装置的力要传递至门座架,尤其是叠加俯仰运动、回转运动或悬臂皮带机带载^[5],因此除有足够的强度和刚度外,其安装精度至关重要。

以三支腿门座架为例,检查各支腿与行走装置结合面处在垂直于轨道方向的间隙,0.2 mm 塞尺检验不入^[6]。门座架的上座圈顶面为回转装置安装结合面,因此应将此面作为控制基准面,见图 5。门座架安装于行走装置后,要求该面返平误差 $\leq 1\text{ mm}$ 。

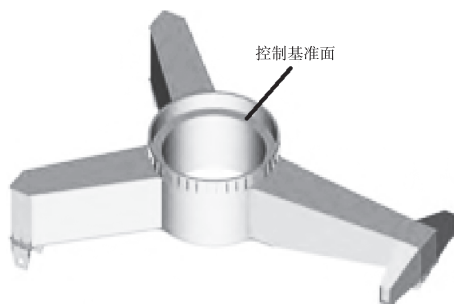


图 5 门座架控制基准面

2.4 回转装置安装工艺

大型堆取料机常采用回转大轴承+齿圈分体形式的回转装置。回转大轴承外圈安装于门座架止口上,内圈与回转平台相连接,齿圈安装于门座架上,如图 6 所示。其安装精度直接影响设备回转精度,关乎回转轴承使用寿命以及整台设备的正常运转。

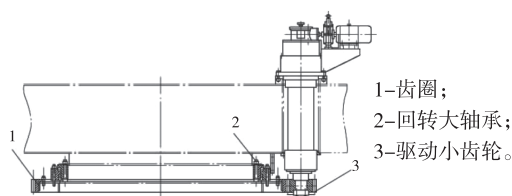


图 6 回转装置

安装回转大轴承时,必须确认其淬火软带位置符合安装说明书要求,与门座架结合面不得偏斜,并按大轴承说明书规定的交叉拧紧顺序,紧固轴承把合螺栓。

要保证回转精度,其关键在于保证齿圈齿顶圆与回转大轴承同心,因此回转齿圈安装时,需以回转大轴承外圈为基准找正。

回转驱动装置安装时,小齿轮与大齿圈的啮合精度应严格控制,以保证其使用寿命,合格后试车,正反向各运行 2~3 圈,要求转动灵活、无卡阻。

2.5 皮带机装置安装工艺

皮带机系统主要由皮带、托辊、滚筒及其支架等组成,物料落于皮带上,由托辊、滚筒承载。

首先于地面进行托辊、滚筒部装,并手动盘车,保证其转动灵活、无卡阻,再分体吊装入位^[7]。

为防止皮带安装后发生跑偏,安装时应重点控制托辊、滚筒的直线度及标高。各托辊、滚筒中心线与梁体中心线偏差 $\leq 3\text{ mm}$,同一截面托辊安装底座相对标高 $\leq 2\text{ mm}$,承载托辊辊子应位于同一平面,相邻三组托辊之间高低差 $\leq 2\text{ mm}$ ^[4]。另外,为防止皮带因张力不足而造成失速、堵料等现象,注意适时调整皮带张紧装置。

2.6 斗轮装置安装工艺

斗轮装置安装于悬臂梁前端,用于挖取物料,见图 7。一方面,为防料斗在未达预定位置前洒料,圆弧挡料板与斗轮体内圈的间隙不宜过大,以 $1 \sim 10\text{ mm}$ 为佳。另一方面,安装头部导料槽时,注意其中

心线应与悬臂带机中心线重合,以保证落料位置准确^[4]。检查合格后,斗轮装置试车,要求转动平稳,无异响、无卡阻。

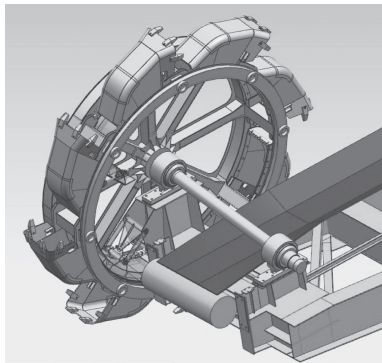


图7 斗轮装置

2.7 尾车装置安装工艺

尾车结构主要用来支撑带式输送机,以实现斗轮堆取料机与料场之间的物料输送,其主要由尾车梁、尾车平台、支腿等构成。

首先将尾车走行轮组安装于地面轨道上,其要求见2.2“走行装置安装技术要点”。尤其要注意尾车平台的安装,因其上安装需电气室、液压站等装置,承重较大、易变形。因此,尾车平台就位要平稳牢固,其上表面用水准仪找平,误差 $\leq 5\text{ mm}$,并保证平台纵向中心线与地面轨道的中心线重合。尾车梁与平台全部安装到位后,用经纬仪检测其纵向中心线在同一铅垂面内,误差不得超过 $\pm 5\text{ mm}$,且尾车头部漏斗中心线应与尾车皮带机中心线重合^[4]。

2.8 液压系统技术要点

液压系统应按照要求的试验压力进行密封性试验,保压15 min,各部均不得有渗漏现象。如发生渗漏,修复后必须重新进行测试。

2.9 润滑系统技术要点

润滑系统在确认润滑管路已清洗合格并充满润滑脂后,对管路进行试压。试验压力应满足图纸要求,确保各分配器指针灵活无卡阻,管路和接头位置均不得有渗漏现象。如发生渗漏,修复后必须重新进行测试。

3 结语

悬臂式斗轮堆取料机在散料装卸行业中起到重要作用,基于其结构复杂、零件繁多等特点,掌握安装过程中的工艺技术要点,对于保证安装质量、促进社会生产尤为重要,本文能为同类设备的安装提供指导和借鉴,利于安装人员不断精进安装技能,以确保设备良好运行。

参考文献

- [1] 戚建伟. 斗轮堆取料机平衡梁制造工艺及质量控制[J]. 港口装卸, 2023(2): 47-49.
- [2] 马乙杰. 斗轮堆取料机悬臂架仿真分析及结构改进[D]. 太原: 太原科技大学, 2024.
- [3] 王玉兴, 唐艳芹, 魏民祥, 等. 悬臂式斗轮堆取料机的发展及研究动向[J]. 建筑机械, 1999(8): 25-29.
- [4] 邱亚兵. 基于空中整体吊装的悬臂式斗轮堆取料机施工方法研究[C]//《工业建筑》2018年全国学术年会论文集(上册). 2018: 372-375.
- [5] 张维, 王丽薇, 张波. 基于有限元的斗轮堆取料机门座架结构分析与改进[J]. 智能制造, 2022(2): 84-88.
- [6] 郝春玲. 基于堆取料机回转装置的机械装配[J]. 山东工业技术, 2016(18): 240.
- [7] 李恩佳. 圆形煤场堆取料机安装[J]. 工程机械, 2023, 54(9): 151-154.

基金项目: 大连职业技术学院(大连开放大学)2025年度校级科研课题(ZK2025YB06): 斗轮堆取料机安装的工艺设计研究。

作者简介: 刘培培(1987-), 大连职业技术学院智能制造学院专任教师, 高级工程师, 研究方向: 机械设计与制造。

姜蕾(1987-), 大连职业技术学院智能制造学院专任教师, 工程师, 研究方向: 机械设计与制造。

收稿日期: 2025-01-10

高温合金篦齿盘加工变形控制方案

周 雨, 王俊伟, 刘 勇

(贵州黎阳国际制造有限公司, 贵州 安顺 561100)

摘 要: 篦齿连接盘是某航空发动机中重要的限寿旋转件, 需要在高速、高温的恶劣环境下工作, 尺寸要求十分精密。结构为薄壁类篦齿零件, 具有刚性差、易受切削力和切削热产生变形的特点。其材料为镍基高温合金 Inconel718, 具有加工硬化现象严重、导热性差的特点, 属于典型难加工材料, 需要用较高切削力切削, 也因此会加剧薄壁零件变形, 严重影响成型尺寸。本文主要从试制到批生优化两个过程, 分析和实践如何更有效的降低航空薄壁零件加工变形的工艺路线、装夹方式和车削方法, 为发动机领域中相似零件提供加工经验。

关键词: 高温合金 薄壁类篦齿零件 装夹方式 工艺方法 车削方法

中图分类号: TH162+.1

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)04-0084-05

Deformation control scheme for processing of high-temperature alloy labyrinth disc

ZHOU Yu, WANG Junwei, LIU Yong

Abstract: The labyrinth connecting disc is an important limited-life rotating part in the aero-engine, which needs to work in the harsh environment of high speed and high temperature, and has very precise dimensional requirements. The thin-walled labyrinth part has the characteristics of poor rigidity and prone to deformation due to cutting force and cutting heat. Its material is nickel-based high-temperature alloy Inconel718, which has the characteristics of serious work hardening and poor thermal conductivity, and is a typical difficult-to-process material. It needs to be cut with relatively high cutting force, which will aggravate the deformation of the thin-walled parts and seriously affect the forming dimensions. This paper mainly focuses on the trial-production and batch-production optimization, analyzes and practices how to effectively reduce the processing deformation of the thin-walled aero-engine parts from the aspects of process methods, clamping methods, and turning methods, so as to provide processing experience for similar parts in the engine field.

Keywords: high-temperature alloy, thin-walled labyrinth parts, clamping method, process method, turning method

0 引言

Inconel718 高温合金作为典型难加工材料, 切削力大、热导性差。而薄壁、深环槽类零件对切削力和切削热十分敏感, 加工过程极易受力受热变形。篦齿连接盘作为兼具二者特性的典型零件, 要做到保证质量的前提下高效地完成加工, 必须从工艺路线、装夹方式和车削方法三方面入手, 逐道工序解决加工变形问题。

1 零件分析

如图 1 所示, 零件最大外径 $\phi 403.8$ mm, 最小内

径 $\phi 260$ mm, 篦齿周围处壁厚 $1.01 \text{ mm} \pm 0.12 \text{ mm}$, 齿尖处尺寸 $0.25 \text{ mm} \pm 0.12 \text{ mm}$, 所有篦齿圆跳动均为 0.025 mm 。中间有一环形槽, 槽底直径 $\phi 358.75 \text{ mm} \pm 0.25 \text{ mm}$, 槽宽 6 mm , 深度达 22.5 mm , 两边壁厚 $1.14 \text{ mm} \pm 0.12 \text{ mm}$ 。从整体结构来看, 零件篦齿端壁厚厚度均在 1 mm 左右, 中间的环槽刚性最差, 典型的薄壁件。

零件材料为 Inconel718 高温合金, 具有强度高, 优良的抗腐蚀性能、高温下抗疲劳性能和热稳定性等优点, 广泛应用于航空航天发动机高温高压下长期工作的零件中^[1]。然而, 材料合金化程度高, 热导性能极差, 切削温度高, 切削力大, 加工硬化现象

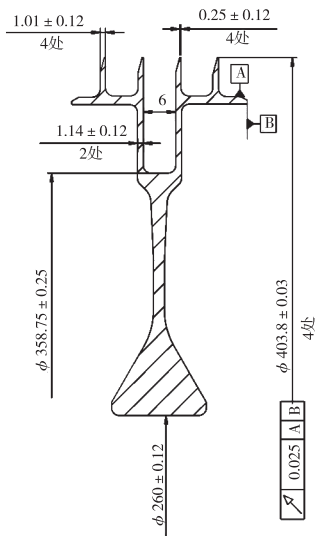


图1 零件截面图

严重,硬质点多,加工效率低,刀具磨损严重,切削加工成本较高。经计算,零件的材料去除率为88%,需要车除大量材料,加工过程中极易产生变形,需要做好合理的工艺策划,保证合格率和批量生产效率。

2 工艺策划及试制问题

按照常规加工思路考虑,选择粗加工、热处理、修基准、精加工的顺序进行工艺策划^[2]。零件路线及加工内容思路见表1。

表1 基本加工思路

工序号	工序名称	工序内容
5	毛料	下料
10	粗车一端及内孔	找正外圆,车除一端大部分余量
15	粗车另一端	找正外圆,车除另一端大部分余量
20	粗车篦齿	车除篦齿处环槽大部分余量
25	热处理	释放粗加工产生的应力,减小对后续工序影响
30	修基准	精修支撑及压紧面,消除热处理变形影响
35	精车一端及内孔	去除一端余量达尺寸
40	精车另一端	去除另一端余量达尺寸
45	标印	标印零件序列号
50	精车篦齿	去除篦齿处余量
后续工序与本文无关,略		

以下为试制中遇到的几个关键问题。

2.1 粗加工变形超出预期

考虑到批量生产节约成本,采用了四爪卡盘装夹进行10、15工序粗加工,加工后检查发现环形结构的半精车零件扭曲呈波浪形,端面跳动最大达0.15 mm,状态示意如图2所示,进一步检查发现四爪卡盘支撑的4处与未支撑处跳动差异最大。25工序热处理完成后,变形误差叠加,造成30工序加工前端面局部位置跳动就已超过0.25 mm。

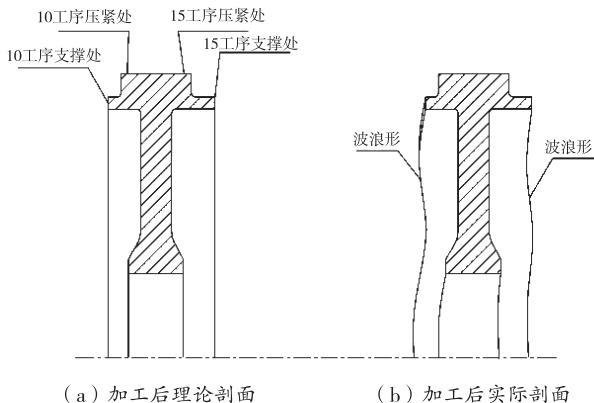


图2 粗加工变形示意图

2.2 深槽加工困难

在粗车外圆中间深22 mm、宽4.5 mm的环形深槽时,考虑到需要保持及时排屑和及时换刀问题,采用啄式循环进刀和退刀的方式车削,但加工中发现由于壁薄,加工至三分之二深度后深槽内收,不仅出现铁屑挤压排除困难,甚至发生了夹刀挤断刀片的情况,只能通过降低车削速度和及时清理铁屑来缓解。

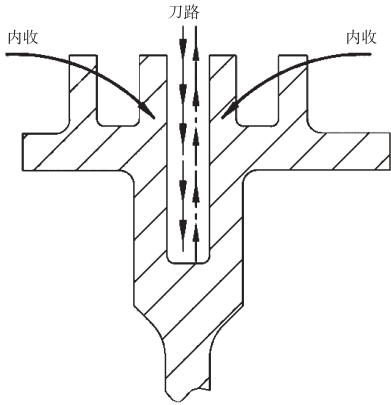


图3 深槽加工示意图

2.3 修基准未达效果

热处理后的修基准沿用四爪卡盘按图4方式装夹加工,虽然经车修、放松、再车修的方式加工基准面,但与粗车结果相似,基准面跳动呈波浪形,端面跳动最大0.08 mm,内腔圆跳动0.05 mm,而且加工多件后发现稳定性差,每一件跳动大小无规律。

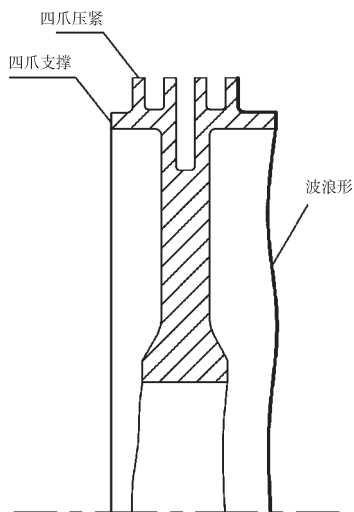


图4 修基准示意图

2.4 精加工定位面控制不理想

零件腹板作为精加工篦齿的装夹面,考虑到中部较薄刚性不足,因此在粗车10、15工序选择了保留直面以利于提升精车刚性,同时也便于粗加工检测,如图5所示。但发现后续加工时,余量过大需多次车削,产生的大量应力使加工后两侧全跳动达0.13~0.20 mm,多次返修后才勉强达到精车篦齿所需的最大0.05 mm标准。

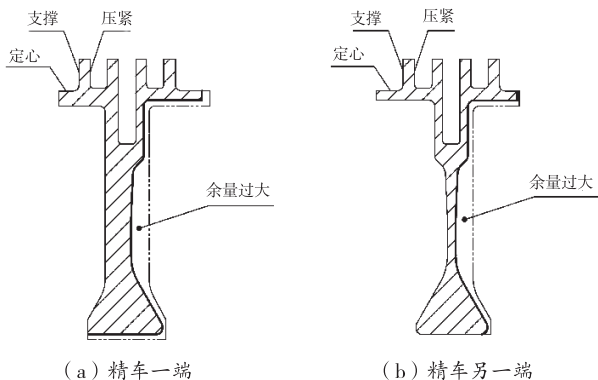


图5 精车工序截面示意图

2.5 精车反复补刀

在最终精车篦齿时,为防止装夹部位受力变形,安排在如图6所示位置装夹,但加工中发现装夹稳定性不够,零件在车削过程中因受切削力影响让刀频繁,不得不反复补偿刀补,也因此加剧了表面硬化,造成刀具频繁更换,加工效率十分低下。

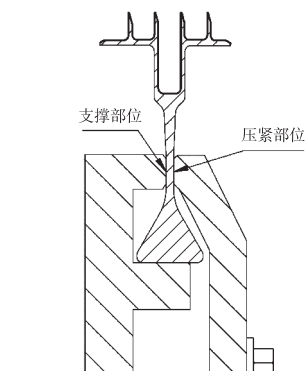


图6 精车篦齿装夹示意图

2.6 篦齿局部偏摆影响测量

在最终检验检测篦齿尺寸时,发现篦齿局部有倒塌,如图7所示,导致采用千分表测头测量篦齿顶部圆跳动时出现局部不合格情况,如图8所示。

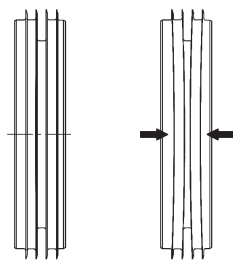


图7 篦齿局部有倒塌

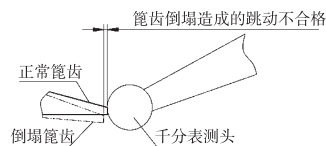


图8 圆跳动局部不合格

3 优化改进

3.1 优化粗加工装夹方式

将四爪卡盘装夹更改为全包扇形软爪装夹,通过增加支撑接触面来保证加工精度^[3]。全包扇形软爪采用45号钢制作3个扇形环段,经过调质处理后焊接在与常规三爪相似的3个卡爪上,安装在卡盘上车削制成,由于其扇形环段可以车削成与零件装夹面匹配的形状,包容性极好,如图9所示。虽然全包扇形卡爪耐用性相对四爪卡盘较低,多次使用后需要车修并检查支撑部位跳动才能再次使用,但是对于这种薄壁零件粗加工可以适当放宽检修的频率。在采用这种方式加工10、15工序后端面跳动最

大 0.08 mm,效果十分理想。

通过改进,粗加工内应力均匀,热处理也失去了必要性,经后续验证,取消热处理工序对精加工无明显影响。

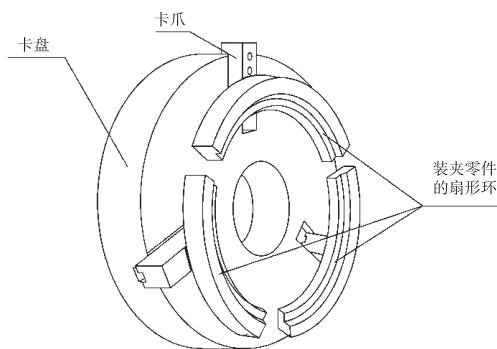


图9 全包扇形软爪

3.2 优化修基准方案

尽量使被修的基准不受装夹力和粗加工误差传递的影响,保持自然状态被切削。根据这个思路,将修基准调整成如图10所示的装夹方式,沿用全包软爪方案胀紧零件内孔,虽然需要加工每批零件前检修软爪,但修后基准跳动可达 0.03 mm,且经多件加工后验证一致性好。

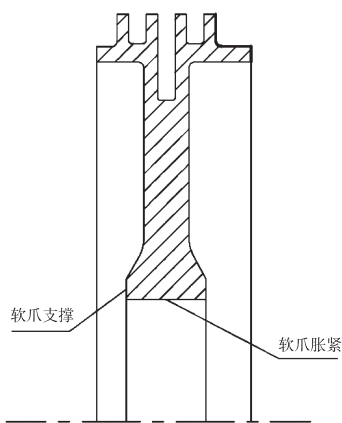


图10 修基准装夹改进

3.3 均匀粗加工余量

将粗加工改为如图11所示,加工车除腹板过多余量,使余量更加均匀,经验证,精加工时腹板刚性虽然有一定降低,但由于加工余量少,无需多次走刀,抵消了刚性不足造成的影响。且改进后的形状仍为直面,没有增加检测难度。

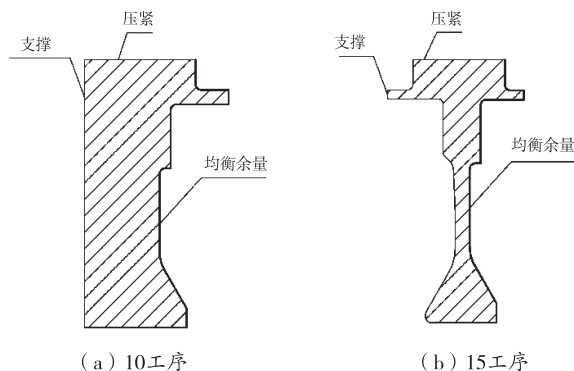


图11 均匀粗加工余量

3.4 改进槽车削刀路

对于槽两侧内收而夹刀的问题,优先考虑使用辅助支撑增加刚性或采用更锋利刀具来降低车削应力,避免槽两侧受力内收。但在实际执行时发现辅助支撑不仅成本增加而且难以设计,而锋利刀具耐磨性差,用于高温合金粗加工开槽十分不经济。因此,将思路转为通过增加进刀时的槽宽来提高铁屑和刀具的通过性,避免铁屑和刀具在两侧内收后受到挤压。若增加两侧扩槽的刀路,改进后排屑顺畅且没有发生夹刀情况,但加工时间过长,效率过低,对批量生产不利。

为提高加工深槽的效率,经研究,如果删除扩槽刀路,进刀时改为左右交替车削,这样仍然可以保证从第2次进刀开始也能达到增加槽宽的效果,如图12所示。试验效果良好,刀具磨损变化不大,加工时间由原近5小时,缩短为近2小时,效率大幅度提升。

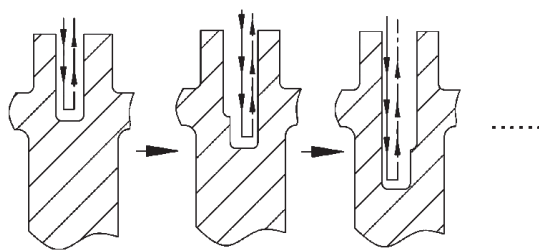


图12 改进槽刀路示意图

3.5 优化精车篦齿装夹方式

为增强稳定性,必须更换装夹定位面,经过评估选择了更换夹具支撑压紧面,如图13所示。经过验证,较之前方案装夹稳定性明显增强,且由于受力部

位主要在图中指示处,并不会压塌深槽。

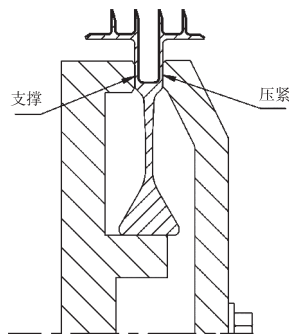


图 13 改进精车篦齿装夹

3.6 消除篦齿偏摆影响

经研究,局部少量塌陷主要由于零件各工序装夹定位基准误差累计,零件薄壁放大了这一影响,如果压缩工序中的基准公差控制变形,很可能会增加生产成本,降低加工效率。基于多件测量局部少量偏摆均为未超出最大跳动 0.127 mm 的结果,决定对篦齿顶部预留 0.05 mm 余量,再采用软爪定位胀紧内孔的方式,增加精修篦齿顶部和基准的工序,如图 14。这样虽然放弃了进一步控制变形,但即使篦齿有一定程度倒塌,也能修平篦齿倒塌造成的局部超差,保证外圆跳动要求,如图 15。虽然增加了装夹时间,但相较严控变形,成本更加可控。

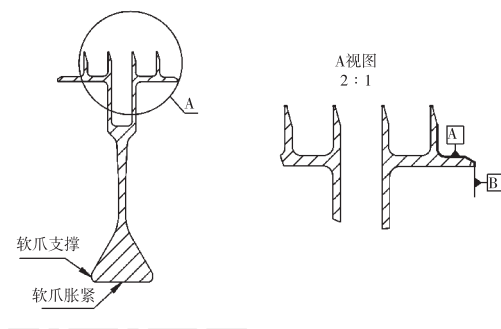


图 14 精修篦齿和基准

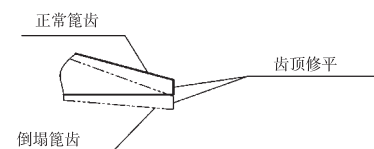


图 15 修平倒塌篦齿的偏差

最终改进后的工艺路线如表 2 所示。

表 2 调整后的工艺路线

工序号	工序名称	工序内容
5	毛料	下料
10	粗车一端及内孔	找正外圆,车除一端大部分余量
15	粗车另一端	找正外圆,车除另一端大部分余量
20	粗车篦齿	车除篦齿处环槽大部分余量
30	修基准	精修支撑及压紧面,消除热处理变形影响
35	精车一端及内孔	去除一端余量达尺寸
40	精车另一端	去除另一端余量达尺寸
45	标印	标印零件序列号
50	精车篦齿	去除篦齿处余量
55	精修齿顶	消除齿顶少量偏摆对跳动的影响
后续工序与本文无关,略		

4 结束语

经过验证,篦齿盘改进的工艺方案不仅能够保质保量加工,且车削加工效率高,尺寸精度控制良好,达到稳定批产标准。用于改善薄壁车削变形的工艺思路 and 全包扇形卡爪加工、深槽加工等方案在其他类似结构的薄壁篦齿盘类零件的加工中也值得借鉴运用。

参考文献

- [1] 庄可佳. 镍基高温合金 Inconel 718 高效加工切削机理与试验研究[D]. 武汉:华中科技大学,2015.
- [2] 王鑫磊. 航空发动机高压压气机篦齿盘工艺改进研究[D]. 大连:大连理工大学,2016.
- [3] 张超. 扇形卡爪在机械加工中的应用[J]. 装备维修技术,2007(2):59-60.

作者简介:周雨(1982-),男,高级工程师,研究方向:机械加工。

收稿日期:2025-06-10

滚压道次对 2195 铝锂合金表面组织及摩擦性能的影响*

安雪阳,孙伟淞,窦忠宇[△]

(安顺学院电子与信息工程学院,贵州 安顺 561000)

摘要:目的:揭示滚压道次对 2195-T8 铝锂合金表面组织和摩擦性能的影响规律,以优化铝锂合金表面性能。方法:利用超声表面滚压强化技术,在 28 kHz 频率、300 N 静压力与 500 mm·min 进给速率下,分别对 2195-T8 铝锂合金进行 0、3、5 道次的滚压处理,采用金相显微镜、XRD、硬度计、摩擦试验机等表征。结果:随着滚压道次的增加,铝锂合金的表面组织结构出现明显的晶粒细化,晶粒细化层厚度进一步增加至约 87 μm。XRD 分析表明,随着超声滚压道次的增加,(111)和(200)晶面衍射峰强度进一步增强,衍射峰宽度增加,说明产生了较大的压应力。摩擦实验显示,滚压之后的试样平均摩擦系数降低,这与硬度的增加以及应力变化有关。结论:超声表面滚压强化技术能显著改变 2195 铝锂合金的表面组织与力学性能,滚压道次对于铝锂合金摩擦性能的影响较小。

关键词:铝锂合金 滚压道次 摩擦性能 相结构

中图分类号:TG174

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0089-04

Effect of rolling passes on surface microstructure and friction performance of 2195 aluminum-lithium alloy

AN Xueyang, SUN Weisong, DOU Zhongyu

Abstract: This study discloses the effect of the rolling passes on the surface microstructure and friction performance of 2195-T8 aluminum-lithium alloy, so as to optimize the surface performance of the aluminum-lithium alloy. By employing the ultrasonic surface rolling strengthening technology, 2195-T8 aluminum-lithium alloy was subjected to 0, 3, and 5 rolling passes respectively under the conditions of a frequency of 28 kHz, a static pressure of 300 N, and a feed rate of 500 mm/min. The characterization was carried out using metallographic microscope, XRD, hardness tester, friction testing machine, etc. With the increase of the rolling passes, the surface microstructure of the aluminum-lithium alloy exhibited obvious grain refinement, and the thickness of the grain refinement layer further increased to approximately 87 μm. XRD analysis demonstrated that with the increase of the ultrasonic rolling passes, the diffraction peak intensity of (111) and (200) crystal planes was further enhanced, and the width of the diffraction peaks increased, suggesting the generation of a considerable compressive stress. The friction experiment revealed that the average friction coefficient of the rolled samples decreased, which was related to the increase of hardness and the changes in stress. In conclusion, the ultrasonic surface rolling strengthening technology can significantly change the surface microstructure and mechanical properties of 2195 aluminum-lithium alloy. However, the rolling passes has a relatively minor influence on the friction performance of the aluminum-lithium alloy.

Keywords: aluminum-lithium alloy, rolling passes, friction performance, phase structure

0 引言

铝锂合金作为一种新型轻质合金材料,因具有高比强度、高比刚度的性能而受到航空航天领域青睐,与普通铝合金相比,铝锂合金的各方面性能,包括常规力学性能和疲劳断裂性能,具有独特特征^[1-2]。在铝锂合金实际应用中,会因其受到摩擦

磨损的影响而导致其表面性能降低^[3],这不仅可以降低零部件使用寿命和精度,还可能引发安全隐患。超声滚压表面强化技术作为一种先进的表面处理工艺,通过在材料表面施加高频冲击和滚压作用,使材料表面发生剧烈的塑性变形,引入有益的残余应力,细化晶粒组织,从而显著提高材料的表面硬度、抗疲劳性能和耐磨性能等^[4-5]。在铝合金方面,研究发

现超声滚压能够有效细化晶粒,显著提升材料表面硬度,增强其耐磨性能^[6];对于镁合金,超声滚压可以提升表面硬度、降低表面粗糙度、改善疲劳性能和增强耐蚀性能^[7];对于钛合金,超声滚压可改善其表面完整性,降低表面粗糙度,同时提高疲劳强度^[8]。在影响超声滚压效果的工艺参数中,滚压道次起着关键作用^[9]。不同的滚压道次会导致铝锂合金表面产生不同程度的组织结构变化和性能变化,进而对其摩擦磨损性能产生复杂的影响机制。基于前人的研究结果,本文采用超声表面滚压技术对 2195-T8 铝锂合金进行表面强化处理,探究滚压道次对 2195-T8 铝锂合金表面组织及摩擦磨损性能的影响。

1 实验材料与方法

本文选用的实验材料为 2195 铝锂合金。利用超声表面滚压处理技术对铝锂合金表面进行处理,研究其微观组织、力学性能及耐磨性能的变化。将 100 cm×100 cm×8 cm 大小的铝锂合金进行超声表面滚压处理,经过超声滚压处理过后的试样称为 USRP 试样。再使用线切割机切割成 15 mm×15 mm×5 mm 和 10 mm×10 mm×5 mm 大小的 USRP 试样。本文超声滚压处理实验的参数如表 1 所示;不同的滚压道次试样称为 USRP-X 试样,本文滚压道次数如表 2 所示。

表 1 超声表面滚压处理工艺参数

参 数	数 值
频率/kHz	28
静压力/N	300
进给速率/mm·min	500

表 2 滚压道次及试样编号

试 样	道 次
USRP-0	0
USRP-3	3
USRP-5	5

采用 X'Pert PRO 射线衍射仪进行了 XRD 测试,分析了试样的相结构,检测角 20°~80°,扫描速度 10°/min,步长 0.013°/s。利用维氏显微硬度计测量原试样及 USRP 试样的显微硬度,选用 0.98 N

的载荷及 10 s 的保荷时间,在其表面随机取 5 个点,测得数据取其平均值。使用金相显微镜观察不同处理试样的金相组织,将试样横截面进行抛光处理,用酒精溶液擦拭干净后,用铝合金专用金相腐蚀溶液腐蚀,腐蚀时间在 30 s 左右。用金相显微镜观察腐蚀后的横截面,从表层开始、沿厚度方向观察 USRP 试样的晶粒细化层的厚度。采用 UMT-2 型多功能摩擦磨损试验机进行铝锂合金表面摩擦实验,使用 Al₂O₃ 球进行干摩擦,摩擦方式为圆周运动,摩擦时间 20 min,载荷 10 N,摩擦速度 100 r/min,摩擦半径 12 mm。

2 实验结果与分析

2.1 物相分析

不同道次的试样的 X 射线衍射结果如图 1 所示。对原样、USRP-3 试样和 USRP-5 试样进行物相分析,结果表明,经过滚压工艺之后,铝锂合金基体以 α-Al 相为主,能观察到 (111)、(200)、(220)、(311) 等晶面的衍射峰,同时晶粒的择优取向发生了变化,随着超声滚压道次的增加,(111) 和 (200) 晶面衍射峰强度进一步增强,衍射峰宽度增加。衍射峰变宽的主要原因是滚压过程中导致 2195 铝锂合金表层晶粒发生细化和微观应变增加,晶粒细化程度可以使衍射峰变宽更明显^[10]。

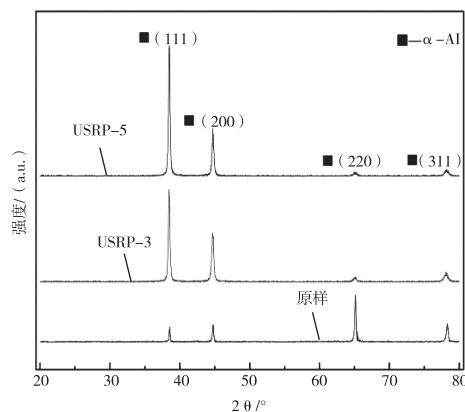


图 1 不同滚压道次下 2195-T8 铝锂合金的 XRD 图谱

2.2 形貌分析

使用金相显微镜观察腐蚀后的 USRP 试样横截面,如图 2 所示,从中可以看到,从表层开始,沿厚度方向观测试样晶粒细化层的厚度。图 2(a)为 USRP

-3 试样横截面显微组织,观测到铝锂合金横截面存在明显的晶粒细化层,厚度达 65.638 μm 。这表明超声滚压 3 道次使得合金表层材料发生强烈的塑性变形,随着塑性变形量的不断积累和晶粒破碎程度的逐步增加,位错缠结现象愈发显著,最终,晶粒呈现纤维状拉长,并伴随有流线型组织的形成^[11],表面晶粒得到明显细化。图 2(b)为 USRP-5 试样横截面显微组织,晶粒细化层厚度进一步增加至 86.786 μm 。这说明随着超声滚压道次的增多,合金表层所受的塑性变形更为剧烈且作用深度加大,使得更多的材料发生晶粒细化,细化层厚度得以显著提升。

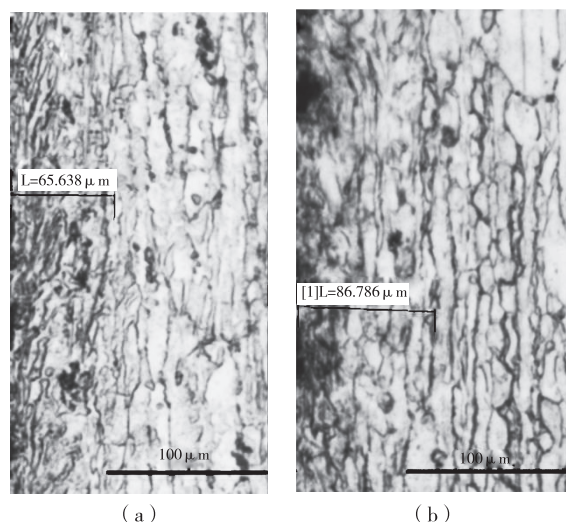


图 2 超声滚压表面处理后试样横截面的显微组织

2.3 显微硬度分析

表 3 展示了不通过处理试样的硬度信息。未处理试样的 2195 铝锂合金,其表面显微硬度均值为 185 HV。超声滚压 3 道次后,USRP-3 试样平均硬度提升至 225 HV,大幅增长 40 HV。当滚压道次增至 5 次时,USRP-5 试样平均硬度为 228 HV,由于超声滚压处理能够在材料表层及一定深度内产生显著的形变硬化效应和细晶强化效应,导致硬度显著提升。随着滚压道次的增加,硬度呈上升趋势,但从 3 道次到 5 道次,硬度提升幅度有所减小。说明超声滚压对硬度提升存在一定的边际效应。表明随着滚压道次的增加可有效提升 2195 铝锂合金的表面显微硬度。

表 3 显微硬度信息

试 样	硬度/HV
USRP-0	185
USRP-3	225
USRP-5	228

2.4 摩擦性能分析

不同滚压道次的 2195-T8 铝锂合金试样摩擦数据经处理后如图 3 所示。未处理试样的平均摩擦系数为 0.427,从图中可以看出,初始阶段摩擦系数相对更高,是由于未经超声滚压处理,材料表面微观结构较为粗糙,与氧化铝球摩擦副接触时,表面的微凸体多,实际接触面积不稳定,导致摩擦力变化大,摩擦系数波动剧烈。而 USRP-3 试样和 USRP-5 试样的摩擦系数波动较小,说明超声滚压处理改善了材料表面状态,降低了表面粗糙度。USRP-3 试样和 USRP-5 试样的平均摩擦系数分别为 0.414 和 0.411,说明超声滚压的道次对于合金的摩擦性能的影响较小。滚压后合金试样摩擦系数的降低与表面粗糙度和显微硬度有关系。

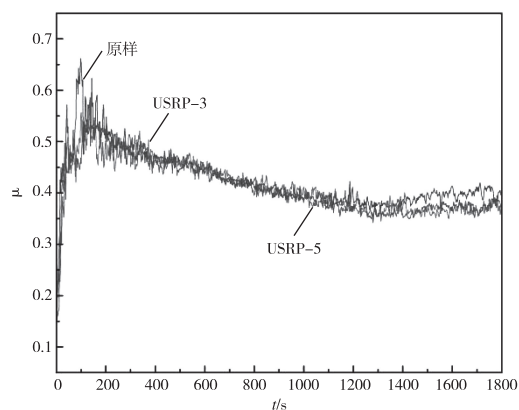


图 3 不同滚压道次下 2195-T8 铝锂合金的摩擦系数

3 结论

本研究采用超声表面滚压技术对 2195-T8 铝锂合金进行表面强化处理,探究了滚压道次对 2195-T8 铝锂合金表面组织及摩擦磨损性能的影响,得到了以下结论:

①超声滚压处理改变 2195 铝锂合金组织结构,随着滚压道次的增加,晶粒细化效果更为明显,细化

影响区进一步增加。

②超声滚压处理显著影响 2195-T8 铝锂合金力学性能。随着滚压道次的增加,合金表面硬度显著提升,表层硬化明显,这得益于形变硬化效应和细晶强化效应。

③超声滚压道次对于铝锂合金摩擦性能改善较小,摩擦系数变化不大。

参考文献

- [1] 李飘,姚卫星. 铝锂合金材料发展及综合性能评述[J]. 航空工程进展,2019,10(1):12-20.
- [2] 赵伯良. 铝锂合金复合材料[J]. 宇航材料工艺,1994(6):18-19.
- [3] 吴鸿,冯长杰,王景,等. 直流模式电流密度对铝锂合金微弧氧化膜性能的影响[J]. 材料保护,2024,57(2):1-11.
- [4] 赵波,姜燕,别文博. 超声滚压技术在表面强化中的研究与应用进展[J]. 航空学报,2020,41(10):37-62.
- [5] 孟成,赵运才,张新宇,等. 超声滚压表面强化技术的研究现状与应用[J]. 表面技术,2022,51(8):179-202.
- [6] 郑建新,刘宏伟,蒋书祥,等. 7050 铝合金高速二维超声滚压对表面质量的影响[J]. 金属热处理,2019,44

(6):187-192.

- [7] DOU Z,JIANG H,AO R,et al. Improving the surface friction and corrosion resistance of magnesium alloy AZ31 by ion implantation and ultrasonic rolling [J]. Coatings, 2022,12(7):899.
- [8] 马骏. 钛合金材料超声滚压加工的仿真分析与实验研究[J]. 机电工程,2024,41(2):345-352.
- [9] 尚方方,周振宇,朴钟宇,等. 超声滚压对铝合金表面质量和耐磨性影响研究[J]. 液压与气动,2022,46(7):112-122.
- [10] 何文辉. 氮离子注入强化 7075-T651 铝合金耐磨损性能研究[D]. 常州:常州大学,2022.
- [11] 王婷,王东坡,刘刚,等. 40Cr 超声表面滚压加工纳米化[J]. 机械工程学报,2009,45(5):177-183.

基金项目:安顺学院大学生创新创业训练计划项目(202310667046);安顺学院大学生 SRT 项目(asxsrt202324)。

作者简介:安雪阳(2001-),男,本科生,研究方向:表面技术。

通讯作者:窦忠宇(1987-),男,副教授,研究方向:表面工程技术。

收稿日期:2025-02-26

(上接第 70 页)

(3)根据 PID 控制器的工作原理编写了 udf 程序,实现了根据室内温度变化自动调节送风温度的功能,为司机室空调通风系统的自动化控制提供了新的思路。

参考文献

- [1] 郝占红,沙强,李琛. HXD2 型机车司机室空调制冷的热舒适度研究[J]. 铁道机车与动车,2022(11):17-19.
- [2] 林宝锋,张军贤,郑殿科,等. 全自动无人驾驶列车基于 TCMS 的空调系统控制方案[J]. 电力机车与城轨车辆,2023,46(6):78-82.
- [3] 赵冬梅,钱兴华,梁龙. 铁路空调客车空气品质评定标准的探讨[J]. 铁道机车车辆,2002(3):17-20.
- [4] 李莉. 基于碳纤维的轨道客车采暖系统研究[D]. 大连:大连交通大学,2016.
- [5] 国家铁路局. 机车司机室布置规则:GB/T 6769—2016[S]. 北京:中国标准出版社,2016.

- [6] 杜礼明,杜亮,孙丽萍. HX₃B 型机车机械间热流场数值研究[J]. 电力机车与城轨车辆,2013,36(4):51-54.
- [7] 杨宏刚,王楠,王怡,等. 高雷诺数下变截面分流歧管面积比对流体分配性能的影响[J]. 过程工程学报,2021,21(5):550-557.
- [8] 罗猛,孙丽萍,王玉艳,等. 机车牵引电机冷却风道数值计算及优化[J]. 内燃机车,2013(4):33-36.
- [9] 闫柏霖,庄佳林,孙可心,等. PID 控制器在水温控制系统中的应用[J]. 自动化应用,2020(8):1-2.

作者简介:刘彭宽(2000-),男,硕士研究生,研究方向:车辆结构分析与现代设计方法。

孙丽萍(1965-),女,教授,硕士,主要从事车辆结构分析与现代设计方法的研究。

王玉艳(1977-),女,副教授,硕士,主要从事车辆结构分析与现代设计方法的研究。

收稿日期:2024-07-16

基于 PLC 控制的电解铝覆盖料天车加料 控制系统设计与实现*

王海涛,高军永,于永会

(贵州轻工职业技术学院,贵州 贵阳 550025)

摘要:为了实现氧化铝新鲜料和破碎料的自动混料和实时混合比例选择,设计了一种以触摸屏为上位机、以 PLC 为控制器的覆盖料加料系统,系统分别设置破碎料仓和新鲜料仓,采用星型卸料器作为计量器件、采用皮带机作为输送机构。减少了工艺环节和劳动强度,提高了覆盖料性能和阳极利用率,提高了生产效率,具有一定的参考价值。

关键词:电解铝 覆盖料输送 天车加料 PLC HMI

中图分类号:TF355

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0093-05

Design and implementation of crane feeding control system for electrolytic aluminum covering material based on PLC control

WANG Haitao, GAO Junyong, YU Yonghui

Abstract: In order to achieve automatic mixing and real-time mixing ratio selection of fresh and crushed alumina material, a covering material feeding system is designed with a touch screen as the upper computer and a PLC as the controller. The system is equipped with a crushed material bin and a fresh material bin, uses a star-shaped unloader as the measuring device and a belt conveyor as the transportation mechanism. The system has reduced the process steps and labor intensity, improved the performance of the covering material and the utilization rate of anode, and increased the production efficiency.

Keywords: electrolytic aluminum, covering material transportation, crane feeding, PLC, HMI

0 引言

添加覆盖料是电解铝生产过程中的一道重要工序,其作用主要有:保护阳极,减少阳极氧化,从而降低对阳极的消耗;减小电解槽上部热量散发,保持电解槽的热平衡,从而降低能耗。覆盖料的主要成分是由电解质破碎料和氧化铝新鲜料混合组成,其性能主要受到成分、厚度、粒度、导热系数等参数的影响,采用破碎料和新鲜料混合的覆盖料不仅实现了对电解过程中产生的电解质的循环再利用,同时也提高了覆盖料的性能^[1]。

目前,针对基于工控机控制的自动加料系统的研究较少,当前的添加方式主要有:人工加料法、料斗天车加料法、槽罐车配合高位仓和风动溜槽加料法、自卸车配合高位仓和斜溜管加料法、混料车配合高

位仓和螺旋输送机方法等^[2]。人工加料法和料斗天车加料法因污染重、劳动强度大被淘汰。槽罐车配合高位仓和风动溜槽加料法对工人素质要求高且有输送限制;自卸车配合高位仓和斜溜管加料法无法解决覆盖料性能不稳定问题;混料车配合高位仓和螺旋输送机方法虽解决单独加料缺点,但增加混料流程且无法满足实时性需求,运输中比例偏折会降低覆盖料性能^[2]。针对以上问题,本文设计一种以槽罐车配合高位仓和皮带输送覆盖料的天车加料系统,分别设置电解质破碎料仓和氧化铝新鲜料仓,破碎料仓和新鲜料仓出口分别设置星型卸料器,在更换阳极时,电解多功能机组根据实际需要,在触摸屏上实时修改破碎料和新鲜料的混料比例,破碎料和新鲜料按照比例出料并进行混合,然后再通过皮带输送至天车加料箱内。

1 天车加料系统硬件结构设计

天车加料系统主要分为斗式提升系统和混料输送系统两个部分,它们相互独立,斗式提升系统主要将破碎料和新鲜料提升至料仓,混料输送系统主要完成破碎料和新鲜料的混合并传输至天车加料箱,其结构图如图1所示。

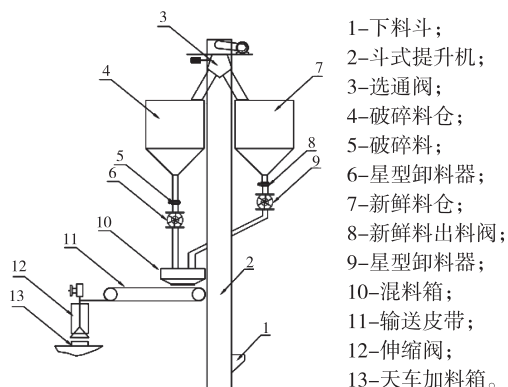


图1 天车加料系统结构图

1.1 斗式提升系统

斗式提升系统主要由槽罐车、下料斗、斗式提升机、选通阀、高位仓、控制系统和吸尘系统组成,其工作原理是槽罐车分别将破碎料或者新鲜料运送至斗式提升机旁并将其卸入下料斗,同时启动控制系统和吸尘系统,随后,启动斗式提升机,将破碎料、新鲜料分别运送至相应料仓进行存储。

1.2 混料输送系统

混料输送系统主要由高位仓、出料阀、星型卸料器、混料箱、风动溜槽、传输皮带、伸缩阀、回程清扫装置、天车加料箱、机旁控制箱、视频监控系统、吸尘系统等组成,在电解槽更换阳极且需要添加覆盖料时,天车工操作天车,移动至伸缩阀位置,通过视频监控系统完成位置定位后,在控制系统主控制屏幕上完成单次加料时间设置和新鲜料与破碎料配比设置,然后在天车机旁控制箱按下启动按钮,天车加料控制系统便启动运行。

1.2.1 破碎料、新鲜料出料阀

破碎料出料阀和新鲜料出料阀都采用气动闸阀,并采用24V直流电控制气动电磁阀实现气缸换向。阀体上首位两端分别安装微动开关,阀片尾端装有挡杆,当阀片移动到完全关闭、完全打开位置

时,推动微动开关分别发出“关闭到位”“打开到位”的信号。

1.2.2 星型卸料器

本系统采用国产品牌星型卸料器,两级变速,变比1:45,使用变频电机驱动,电机尾部配置散热风机,随变频电机同步启停。星型卸料器主要用于破碎料和新鲜料的出料计量容器,通过控制程序修改变频电机的运行频率即可实现破碎料和新鲜料混合比例的调节。

1.2.3 皮带输送机

本系统采用气垫皮带输送机输送覆盖料,驱动电机使用交流380V三相异步电动机,功率15kW,因其减少了输送带与托辊之间的摩擦损失,大大减小皮带运行阻力和延长皮带使用寿命,可以减少10%至30%的电力损耗。气垫皮带输送机主要辅助设备有跑偏开关、拉绳开关、气动回程清扫装置等,跑偏开关、拉绳开关用于皮带机异常故障检测,并向控制系统发出开关信号。

2 控制系统程序设计

控制系统的构成主要包括上位机触摸屏、PLC控制器、按钮开关、转换开关、三相异步电动机、变频器、接触器、继电器、失速开关、行程开关、电动阀门,为了实现PLC的逻辑控制,设置了输入信号、输出信号,其中输入信号主要有:电机本地/远程控制信号、电机运行状态反馈信号、电机故障反馈信号、开始加料信号、停止加料信号、系统急停信号、系统复位信号、破碎料出料阀开到位/关到位信号、新鲜料出料阀开到位/关到位信号、伸缩阀开到位/关到位信号、料仓仓位信号等,输出信号主要有:破碎料/新鲜料电机启动信号、皮带机启动信号、破碎料出料阀开/关信号、新鲜料出料阀开/关信号、阀门开/关信号等。PLC控制系统构成如图2所示。

2.1 控制系统硬件选型

2.1.1 触摸屏

为实时查看系统运行状态、修改控制系统运行参数、统计系统运行数据、实时查看系统报警数据和历史报警数据,本系统使用触摸屏作为上位机监控设备,并选用北京昆仑通泰生产的TPC1021Nt系列的触摸屏,该触摸屏尺寸为10.1寸,分辨率1024*

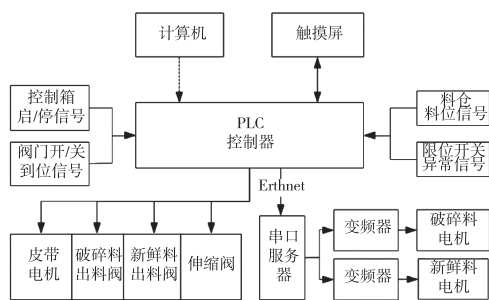


图2 PLC控制系统构成

600,具备三个串型通讯口和一个网络通信口,触摸屏与PLC控制器之间采用TCP/IP通信形式。

2.1.2 PLC控制器

为了能够精确控制各个设备的先后顺序、采集现场设备的各种数据,保证控制系统稳定性和控制逻辑的正确性,本系统选择西门子的1215型PLC控制器作为核心控制元件^[3],同时配置I/O扩展模块DI 16/DQ 16x24VDC各3块。该PLC最大可用电流1600 mA(5VDC),工作存储125 KB,配备14个数字量输入、10个数字量输出和2个模拟量输入、2个模拟量输出,位存储器8192个字节;可拓展8个信号模块,可拓展通讯模块3个,支持PROFIBUS、MODBUS通信协议。

2.1.3 串口服务器

本系统串口服务器选择智嵌物联ZQWL-EthRS-F6型产品,其配置RJ45网口一个、RS485端口6个,每路串口均支持TCP_SERVER、TCP_CLIENT、UDP_SERVER、UDP_CLIENT四种工作模式,可实现10/100M数据速率自适应。该串口服务器与PLC之间采用Modbus TCP通信方式,主要实现PLC对星型卸料器变频电机的通信控制、数据采集,以及实现对控制系统电源状态监控、斗提电机主电路运行状态监控等功能。

2.1.4 变频器

为实现对破碎料与新鲜料混料比例的设置和实时修改,本系统选用变频器对破碎料电机、新鲜料电机的运行频率进行调节控制,所用设备型号为西门子SINAMICS G120XA变频器,变频器与串口服务器之间采用RS485串口通信,实现数据的上下传输。

2.2 控制流程与程序设计

2.2.1 控制流程

本天车加料控制系统有本地控制和远程控制两种控制模式,在本地控制模式下,可在机旁单独对每一台电气设备进行手动启停控制,该模式主要用于设备的安装调试阶段和后期设备故障维修时使用;远程控制模式时无法对单台设备进行操作,由控制系统按照PLC程序逻辑执行相应加料流程。混料输送系统远程控制模式控制流程图如图3所示。

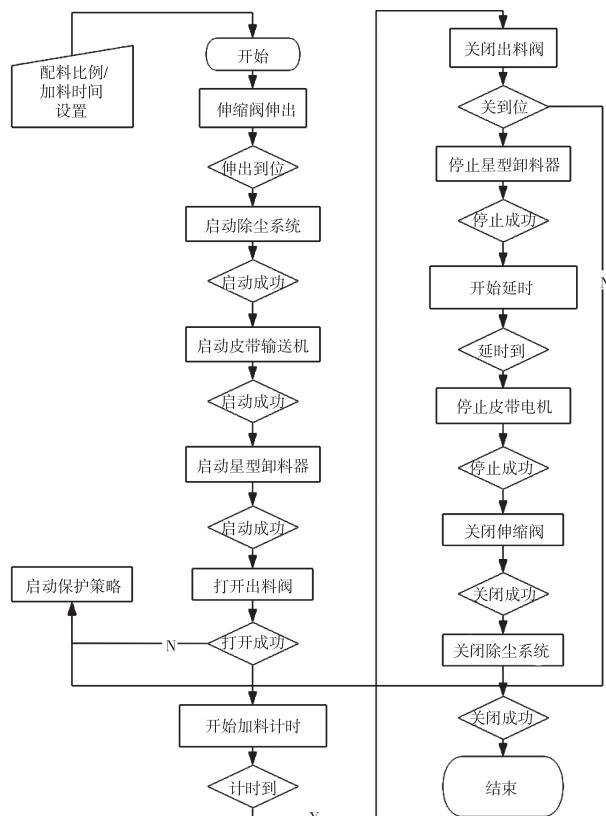


图3 控制系统流程图

2.2.2 控制程序

控制程序采用模块化编程模式,主要包括初始化子程序、斗提加料子程序、天车加料控制子程序、报警控制程序、参数设置程序等,其中天车加料程序的界面如图4所示。

(1) 参数修改程序

为了减少阳极氧化、提高对电解槽阳极的利用率以及提高覆盖料对电解槽的热平衡效应,覆盖料中的新鲜料比例通常在百分之四十至百分之二十之间进行调节^[4],同时,不同的配料比例所需要的加料时间也会有所不同。参数修改子程序主要实现对

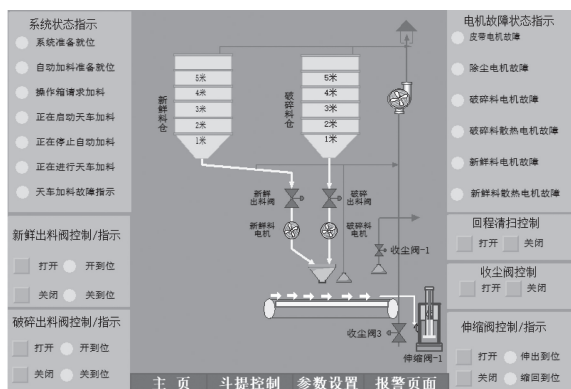


图4 天车加料程序图



图5 现场调试界面

覆盖中破碎料和新鲜料的比例设置以及对其相应的自动加料时间进行设置,这需要天车工根据电解槽的不同工况状态进行判断,然后设置合理的参数,参数设置子程序还可以对破碎料电机、新鲜料电机的实际转速、系统自动加料时间、系统累计加料时间进行反馈,显示到触摸屏上,便于相关操作人员查看。

(2) 自动加料程序

当系统各个阀门状态初始化成功、电机控制方式都处于远程控制模式、气路连接正常、覆盖料比例调节设置完成以及自动加料时间设置完成后,按下加料控制箱的启动按钮,控制系统便按照控制流程图逻辑进行覆盖料加料。自动加料程序总体采用顺序步思路编写,每一顺序步都必须在上一个顺序步执行结束之后才允许执行,每一顺序步的结束条件都是加料控制系统的明确信号,以保证程序的逻辑性和准确性。

3 试验与测试

在完成系统安装和程序编写后,现场进行了控制系统的多次实验,现场调试界面如图5所示。

经测试,控制流程基本正确,只是对控制细节,如延时时间长短进行微调,然后进行带料实际运行,发现部分主要问题:一是当执行到关闭破碎料出料阀时,系统停止,无法继续执行停止流程,经检查发现,主要由于破碎料关到位微动开关处于关闭行程的最末端,未留出适当冗余行程,而由于破碎料颗粒较大致使阀门偶尔出现无法完全关闭到位的情况。对该故障的解决方法是:将破碎料关到位微动开关向内调节,留出一定的关闭余量,同时在程序中增加

保护机制,设定该阀关闭的同时启动一个定时器,在30秒内如果未接收到该阀门关闭到位的信号,则认定其被破碎料卡死,系统发出报警信号,通知操作人员前往处理;二是控制系统程序保护机制设置不够严谨,不熟练的工人在操作过程按错按钮的情况偶有出现,导致控制系统流程被打断,解决方法是:重新梳理控制逻辑,对相关按钮功能进行互锁,提高控制系统的稳定性和可靠性;三是在控制系统完成加料流程后系统累计加料时间仍然继续累加,天车加料工无法获得准确的加料状况,引起这个故障的主要原因是加料流程进入自动加料后,因覆盖料自身重量导致伸缩阀位置发生偏移,伸缩阀伸出到位信号丢失,程序无法自动停止,其解决方法是:增加伸缩感应区域的宽度,为其位置偏移余留一定的冗余空间。

4 结语

目前,该系统已于某铝厂投入运行,系统运行状态稳定,总体效果良好,其主要解决了以下问题:1)根据电解槽的实际情况,实时选择破碎料与新鲜料的混合比例,提高了覆盖料的性能,提高了电解槽阳极的利用率和电解槽的热平衡;2)减少了覆盖料加料工艺中的混料环节,实现了破碎料、新鲜料的即时混合,提高了生产技术水平;3)系统采用PLC控制,提高了控制系统稳定性和可操作性,整个加料过程只需要天车工一人便可实现,劳动强度低、作业人员少,提高了铝厂生产效率。

但是,由于铝厂生产任务重、车间改造周期长等因素的影响,自动化、智能化技术在铝行业的应用存

基于 PLC 的工业机器人视觉集成定位抓取设计

冯叶陶, 阳 兴, 李彦昊, 陈又华
(吉利学院, 四川 成都 641423)

摘要:以工业机器人、PLC(可编程逻辑控制器)和视觉传感器为基础,设计了一种集成系统,用于工业机器人在特定场景下实现目标物体的精准定位与抓取。通过 PLC 作为信号处理器,实现视觉传感器与工业机器人的协同控制,确保机器人能够对目标进行准确的识别和抓取;然后通过实验室的硬件调试验证了设计的可行性和稳定性。该系统的应用有助于提高工业生产的柔性与实时性,为后续研究工业机器人视觉集成定位抓取设计提供一定的参考。

关键词:PLC 工业机器人 视觉传感器 集成系统 定位抓取

中图分类号:G356.6

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)04-0097-06

Visual integrated positioning and grabbing design of industrial robot based on PLC

FENG Yetao, YANG Xing, LI Yanhao, CHEN Youhua

Abstract:This paper designs an integrated system based on industrial robots, PLC(Programmable Logic Controller), and vision sensors, so as to realize precise positioning and grabbing of target objects in specific scenarios by industrial robots. By using PLC as the signal processor, the system realizes the coordinated control of vision sensors and the industrial robot, ensuring that the robot can accurately identify and grab the target object. Then, the feasibility and stability of the design are verified through hardware testing in the laboratory. The application of this system can help improving the flexibility and real-time performance of industrial production, providing a certain reference for subsequent research on vision integration positioning and grabbing design of industrial robots.

Keywords:PLC, industrial robot, vision sensor, integrated system, positioning and grabbing

0 引言

近年来,基于 PLC 的工业机器人视觉定位抓取

技术在智能制造中占据了重要地位,这一技术不仅提高了生产效率、降低了人力成本,还具有显著的经济效益和社会效益^[1]。视觉定位抓取技术为工业

在显著缺陷,各个系统之间相互独立,信息孤岛问题严重^[5],今后,大数据云平台应用、自动化智能化系统应用以及管控一体化平台建设将是铝行业自动化智能化发展的主要方向。

电工程技术,2008,37(1):98-100.

[4] 李昌林,侯光辉,王怀江,等. 铝电解阳极覆盖料研究进展[J]. 材料导报,2024,38(Z1):344-347.

[5] 李兴友. 铝电解生产智能化与自动化系统的应用与发展[J]. 技术与装备,2023(16):100-104.

参考文献

- [1] 周云峰,李昌林,柴登鹏,等. 铝电解阳极覆盖料性能探讨[J]. 轻金属,2015(9):32-35.
[2] 张含博,孙康建. 电解铝厂覆盖料输送工艺现状及发展趋势[J]. 轻金属,2023(5):32-35.
[3] 王峰,尹技虎. PLC 在天车加料系统中的应用[J]. 机

基金项目:2022 年度贵州轻工职业技术学院博士科研启动经费项目(22QYBS10)。

作者简介:王海涛(1985-),男,本科,讲师,研究方向:自动控制技术。

收稿日期:2024-10-12

机器人智能应用提供了新的契机。

国外麻省理工、斯坦福等高校在机器人视觉算法方面取得了显著进展,通过视觉算法使机器人具备初步的环境自适应和学习能力,能够自主分析目标信息,减少人工作业依赖。目前这类技术主要包括基于分割的定位方法^[2]和端到端的定位方法等。同时基于深度学习的视觉定位抓取技术发展迅速^[3],在复杂环境下的定位精度和处理速度不断提升。国内相关研究起步较晚,在国家政策支持下得到重视,并列入科技创新重点领域^[4],但在视觉引导机器人定位抓取方面仍落后于国外^[5],主要存在提高定位精度和动态环境适应性等问题。

因此,基于 PLC 的视觉定位抓取技术的研究成为工业自动化的关键课题。本文针对工业机器人在视觉集成定位抓取中的核心问题,提出了一种以工业机器人和 PLC 为核心的集成系统设计方案。

首先介绍了视觉集成定位抓取系统的总体设计框架,包括视觉传感器、PLC 控制器与机器人之间的协同控制思路。其次我们重点探讨了 ABB 工业机器人视觉系统的设计与实现,涵盖了视觉传感器的安装、校准及通信配置。然后详细阐述了 PLC 与工业机器人视觉系统的集成方案,从硬件连接到梯形图设计,并对关键信号处理流程进行分析。之后结合实验室环境,展示了设计系统的调试过程与实际应用效果,包括抓取任务的完成情况。最后,本文提出了未来优化方向,为后续研究工业机器人视觉集成定位抓取的设计提供一定的参考。

1 视觉集成定位抓取系统总体设计

以 ABB 工业机器人为核心,结合 PLC 控制系统与视觉传感器的识别功能,构建了一种可实现目标物体自动定位与抓取的机器人视觉集成系统。如图 1 所示的总体系统框架。在系统框架中,视觉传感部分由相机、光源和镜头组成。人机交互界面负责对视觉传感器识别到的工件位置信息进行处理,并将其与 PLC 控制系统对接,以实现机器人的精准控制。

设计的总体思路是利用视觉传感器检测工件的位置。当工件到达指定位置时,传感器将位置信号传递至 PLC 控制器,由 PLC 控制器对机器人进行控

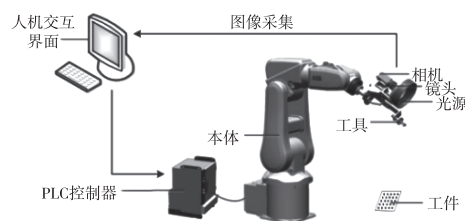


图1 总体系统框架

制,进而实现视觉引导机器人的运行。该设计思路确保了机器人能够依据实时位置反馈进行精确操作,从而实现灵活的自动定位与抓取功能。总体框架思路如图 2 所示。

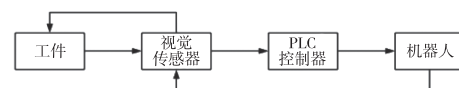


图2 总体框架思路图

本设计的核心流程是通过相机对工件进行拍照识别,以确定工件的具体位置并完成图像采集。采集的数据通过通信端口传递至人机交互界面,再由计算机对图像进行识别和处理,将处理后的位置信息作为输入信号(I 信号)传递至 PLC 控制器。PLC 控制器接收到指令后生成输出信号(O 信号),以控制机器人执行抓取和放置操作。总体系统流程设计框架如图 3 所示。

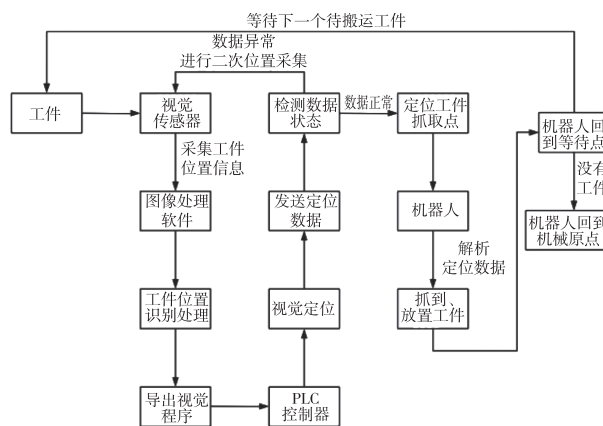


图3 总体系统流程设计框架

2 ABB 机器人视觉系统设计

2.1 视觉传感器与 ABB 机器人通信

在实现 ABB 机器人与外部设备的通信中,

TCP/IP 通信是常用的方式之一^[6]。为了实现这种通信,需确保系统具备 616-1 PC Interface 选项功能。该选项允许机器人通过 TCP/IP 协议与外部设备建立双向通信链路,并支持基于 Socket 的编程接口,用于实现服务器与客户端之间的数据传输。本设计使用出厂配套的 17-pin 线缆,如图 4 所示。

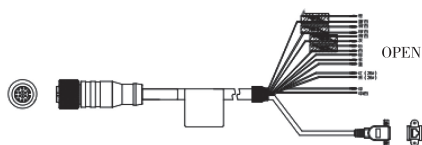


图 4 17-pin 线缆

2.2 设备安装与调试

2.2.1 设备安装

(1)使用包装中配备的 M3 规格螺丝,通过设备底部或侧面的安装孔将设备稳固安装,以确保在操作过程中设备的稳定性与安全性。

(2)将 17-pin M12 接口的连接器接入设备端,另一端的 RJ45 母头连接到交换机或 PC 端,用于图像调试或数据通信,实现设备与网络的高速互联。

(3)使用出厂提供的配套线缆中的电源 OPEN 线为设备供电,确保设备在调试和运行过程中得到稳定的电力支持。

最终设备安装如图 5 所示。

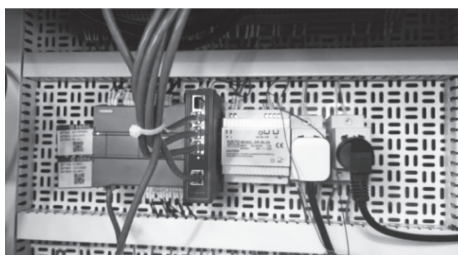


图 5 相机设备接线

2.2.2 SC MVS 软件的调试

SC MVS(Smart Camera Machine Vision System)软件是视觉传感器系统中的核心软件平台,提供了全面的工具和功能,支持机器人视觉应用的开发和部署。其核心功能包括图像采集与处理、特征提取与识别、定位与测量以及机器人轨迹引导。在设备登录客户端后,系统将呈现设备运行模式下的主界面。

在客户端界面完成设备操作,整体操作流程如图 6 所示,包括方案的加载与编辑、视觉工具配置、数据采集与处理等,使得用户可高效地实现机器人视觉系统的配置与控制。

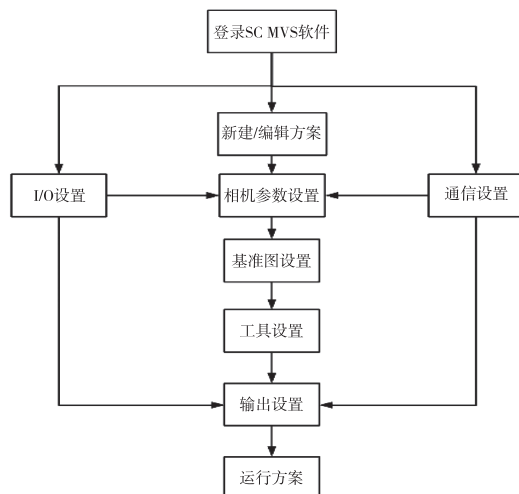


图 6 SC MVS 操作流程

2.3 视觉传感器的校准与运行

相机校准是视觉传感器系统中至关重要的技术^[7],它用于确定相机的内部参数,从而将二维图像精确地转换为三维空间中的实际位置。该技术在机器人导航、自动驾驶及工业自动化等领域发挥关键作用。

2.3.1 视觉传感器参数设定

在图像采集之前,需先对视觉传感器进行基础参数设定,以确保采集的数据准确可靠。通过设定适当的采集参数,视觉传感器能够在各种工况下维持稳定的图像质量,为后续的识别与处理打下基础。设定的参数如表 1 所示。

表 1 视觉传感器参数设定

触发配置	
触发模式	外部触发
触发源	通信触发
触发缓存	关闭
触发延时	0us
通信字符串	1
拓展参数	
亮度设置	30%

2.3.2 视觉传感器识别设定

在相机校准过程中,通常先获取一些标准物体或标记物的图像,通过这些图像来确定相机的内部参数和外部参数。参数确定后,便可进行工件位置识别,具体步骤如下:

- (1) 获取工件图像;
- (2) 将图像中的特征点与已知标记物的特征点进行比对;
- (3) 依据比对结果计算工件位置。

为适应实验室内复杂的应用环境,并减少外部干扰,选用基于工件中心点至固定边的距离测量方式进行识别,设定合格范围为 0 ~ 142。如图 7 所示。

若工件位置超出该范围,系统标识为 NG 并发出警报(图 8)。



图 7 视觉传感器识别设定

图 8 工件位置不合格情况

当工件位置在合格范围内,系统标识为 OK,视觉传感器将位置信息处理后以 I/O 信号形式发送至 PLC,由 PLC 完成信号输出,指令 ABB 机器人进行抓取操作(图 9)。



图 9 工件位置合格情况

3 PLC 与工业机器人视觉系统设计

3.1 PLC 硬件连接

本设计采用西门子 S7-1200 作为控制系统的核心,负责管理各设备的通信^[8]。PLC 与智能相机的连接配置如图 10 所示,图中详细展示了 PLC 与智能相机的硬件连接方式。

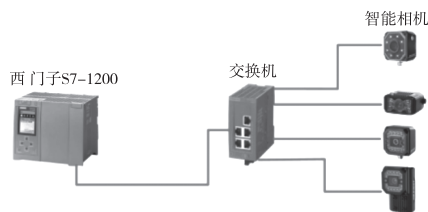


图 10 PLC 与智能相机硬件接线

3.2 PLC 设置

(1) 创建项目:在博图 TIA Portal 软件中,创建新项目并命名,以生成项目工作表。

(2) 安装设备描述文件:在项目中添加智能相机设备的 GSDML 描述文件,确保设备的兼容性。

(3) 添加设备到网络:在“设备和网络”选项下,从硬件目录中选择对应的智能相机设备,并拖动至网络视图。

(4) 配置 PLC 控制器:将智能相机分配至 PLC 控制器,以建立通信关系。

(5) 设置设备名称:在设备图标下,配置名称。此名称必须与 SC MVS 系统中的名称一致,以防通信故障。

(6) 配置 IP 地址:设备的 IP 地址需与 SC MVS 系统中配置的不同,以确保网络连接正常。

(7) 编译并下载配置:编译 PLC 工程并下载硬件组态和程序。

3.3 触发测试

PLC 与智能相机的通信流程如图 11 所示,具体逻辑包括以下步骤^[9]:

(1) 触发准备:PLC 发送 Trigger Enable 信号(Q0.0),设备准备就绪后设置 Trigger Ready 信号(10.0)。

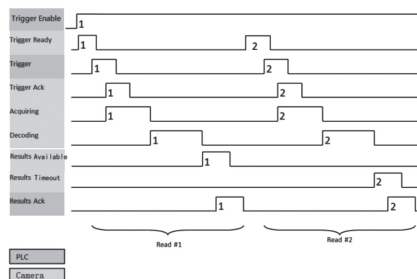


图 11 通讯时序图

(2) 触发控制:当 PLC 检测到 Trigger Ready 信

号时,发送 Trigger 信号(Q0.1)以控制设备执行方案。

(3)数据处理:设备接收到触发信号后,采集图像并运行算法,结果可分为两种情况:若成功输出算法结果,则设置 Results Available 信号(10.4)并将结果写入指定存储地址;若超时无输出,则设置 Results Timeout 信号(10.5)并清零指定存储地址。

(4)结果读取:PLC 检测到 Results Available 信号后,读取结果数据。

(5)确认应答:读取完成后,PLC 发送 Results Ack 信号(Q0.2)以通知设备读取完毕。

(6)重复触发:完成一次触发流程后,PLC 可再次发送触发信号,进入下一轮触发流程。

3.4 PLC 梯形图设计

(1)使能设备触发:为触发设备启动编程(图 12)。



图 12 使能设备触发

(2)发送触发信号:在 Trigger Ready 信号之前,通过时钟信号或外部触发条件(如光电信号)产生触发信号,以控制方案运行(图 13)。

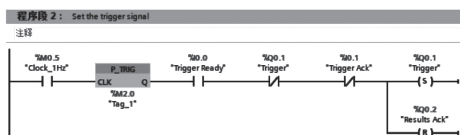


图 13 发送触发信号

(3)清除触发信号:控制触发信号的清除,避免信号持续输出,影响设备运行(图 14)。



图 14 清除触发信号

(4)获取设备结果:创建 DB 数据块用于存放方案结果,第一个字节表示结果长度,后续字节存放结果数据。设备反馈 Results Available 或 Timeout 信号后,PLC 从 DB 数据块读取结果,读取完毕后发送

Results Ack 信号,确认读取完成(图 15)。

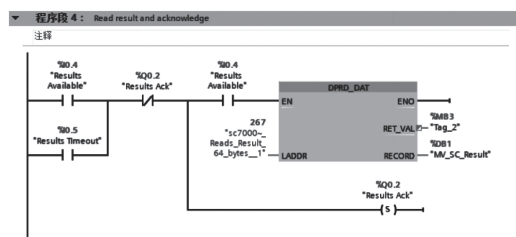


图 15 获取设备结果

(5)监控变量状态:在监控与强制表选项卡中,可监控各变量状态,输出结果,并通过 Trace 选项卡记录控制时序。

通过 PLC I/O 信号,视觉传感器的触发、目标物体识别及对 ABB 机器人的数据交互均实现了自动控制。

4 PLC 的工业机器人视觉集成系统设计

4.1 总体设计

本设计基于 PLC 控制的工业机器人视觉定位系统,主要用于智能制造生产线上的定位与抓取任务。系统通过视觉传感器作为输入设备,采用图像处理算法识别并定位产品位置,然后利用 PLC 对 ABB 机器人发出控制指令,完成对产品的抓取和放置等操作。系统的硬件总体设计如图 16 所示。

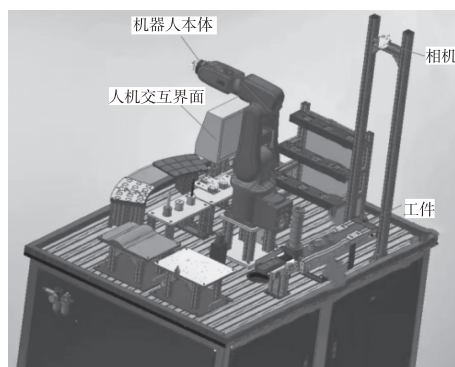


图 16 实验室硬件总体设计图

4.2 实验室调试过程

在实验室环境中进行了如下调试步骤:

(1)连接视觉传感器:利用 ABB 机器人的示教器连接视觉传感器的 IP 地址,机器人 IP 地址设定为 192.168.125.1;

(2)目标物体识别定位:通过视觉传感器对目标物体进行识别和位置检测,确认物体的实际坐标(图17);

(3)位置信息处理:使用 SC MVS 软件对获取的目标物体位置信息进行进一步处理,为 PLC 提供有效的控制数据(图18);



图17 视觉传感器对目标物体的识别

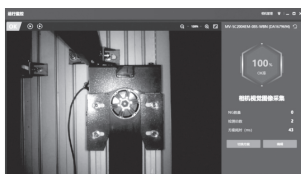


图18 MVS 软件处理

(4)抓取操作:PLC 接收并处理视觉传感器信息,控制 ABB 机器人执行抓取操作,将目标物体移动到指定位置(图19);

(5)归位操作:物体放置完成后,ABB 机器人返回初始位置,待命执行下一任务(图20)。



图19 ABB 机器人抓取物体放置

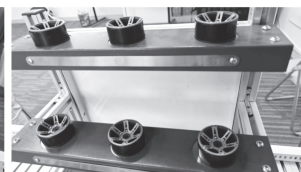


图20 目标物体放置完成

该系统设计方案通过 PLC 与工业机器人视觉定位系统的集成,实现了智能化生产流程,满足了工业制造对定位抓取精度和效率的高要求。

5 结论与展望

本研究设计了一种基于 PLC 的工业机器人视觉定位抓取系统。

1)提出了视觉集成定位抓取系统的总体设计框架,通过视觉传感器与 PLC 的结合,实现了工件目标的自动识别与抓取,奠定了系统设计的理论基础。

2)完成了 ABB 工业机器人视觉系统的具体设计与实现。通过详细探讨视觉传感器的安装、校准和通信流程,确保了系统的硬件配置与功能可靠性。

3)针对 PLC 与工业机器人视觉系统的集成设计,阐述了硬件连接和梯形图设计等关键环节,明确了 PLC 控制逻辑在整个系统中的核心作用,并实现了精确的信号交互与控制。

4)结合实验室调试过程,验证了设计系统在实际应用中的有效性,展示了抓取任务的完成情况及其稳定性,为系统的工业化应用提供了实验支撑。

该系统能够在实际应用中实现对工件的精准抓取,并具备较强的灵活性和稳定性。未来的研究方向可以进一步优化视觉传感器的定位精度和系统的实时响应能力,以满足更复杂的工业应用需求。

参考文献

- [1] 陈鑫昊,张镇,高铁晨,等.视觉工业机器人目标识别技术及抓取系统研究[J].中国新技术新产品,2023(4):31-34.
- [2] 廖娟,汪鹤,尹俊楠,等.基于双目视觉的作物点云获取与分割定位方法[J].江苏农业学报,2019,35(4):847-852.
- [3] RONG H M, RUI L, JUAN A. Research on machine vision technology of high-speed robot sorting system based on deep learning[J]. Journal of physics: conference series, 2021, 1748(2):20-29.
- [4] 《“十四五”机器人产业发展规划》解读[J].自动化博览,2022,39(3):14-15.
- [5] 沈微微,姜晓燕,张兵,等.机器人抓取视觉传感目标精确定位方法[J].传感技术学报,2023,36(5):763-768.
- [6] 郭川军,秦洪杰.基于 TCP/IP 网络通讯系统的研究[J].信息技术,2006,30(5):153-155.
- [7] 叶东,徐巧玉,车仁生.视觉测量系统的相机校准[J].光学精密工程,2006,14(5):883-890.
- [8] HD-PLCalliance offers communication technology through single device[J]. Telecom world wire,2023:56-64.
- [9] 韩坡.西门子 PLC 与 AB PLC 汽车产线通讯解决方案[J].工业控制计算机,2023,36(5):32-33.

作者简介:冯叶陶(1993-),男,四川巴中人,硕士,讲师,研究方向为人工智能与机器人,已发表10篇文章。

收稿日期:2024-12-17