

关节型机器人曲线轨迹规划方法研究

樊 豪,徐立佳,鞠健阳

(长安大学 工程机械学院,陕西 西安 710064)

摘 要:为了实现关节型机器人在笛卡尔空间下的曲线轨迹规划,提出一种根据机器人末端所处位置与起点间曲线的长度规划机器人末端运行轨迹的方法。对于已知表达式的空间曲线,机器人末端从空间曲线的起点开始沿着曲线运行,先以3次多项式形式加速至匀速度,匀速运行一段时间后,再以3次多项式形式减速至0。根据规划好的速度规划轨迹,首先,求出整段曲线的长度;然后,根据设定的匀速运行速度求出机器人在曲线上的总运行时间;接着,从起点出发,求出当前时刻以及下一时刻机器人末端所处位置到起点之间的曲线段的长度,并求其差值;最后,根据曲线长度差值以及当前时刻机器人末端所处位置选择下一时刻机器人末端应到达的位置。通过 MATLAB 仿真验证了笛卡尔空间下曲线轨迹规划方法的正确性。

关键词:关节型机器人 轨迹规划 运动控制 空间曲线

中图分类号:TP241

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)04-0001-06

Research on curve trajectory planning method for articulated robot

FAN Hao, XU Lijia, JU Jianyang

Abstract: In order to realize curve trajectory planning of the articulated robot in Cartesian space, a method for planning the trajectory of the robot end according to the length of the curve between the position of the robot end and the starting point is proposed. For the space curve with known expression, set the end of the robot to run along the curve from the starting point, accelerate to a uniform speed in the form of a cubic polynomial, run at a uniform speed for a period of time, and then decelerate to 0 in the form of a cubic polynomial. According to the planned speed, the trajectory is planned. Firstly, the length of the whole curve is calculated. Secondly, the total running time of the robot on the curve is calculated according to the set uniform running speed. Then, starting from the starting point, calculate the length of the curve segment from the position of the robot end at the current moment and the next moment to the starting point, and calculate the difference. Finally, according to the length difference and the position of the robot end at the current moment, select the position that the robot end should reach at the next moment. The correctness of the curve trajectory planning method in Cartesian space is verified by MATLAB simulation.

Keywords: articulated robot, trajectory planning, motion control, space curve

0 引言

工业机器人在某个特定的工作空间内进行作业时,一般都会遵循着某些特定的规则,比如以设定好的速度沿着特定的路径运动^[1]。路径规划与轨迹规划组成了机器人的运动规划,路径是空间中一条确定的曲线,不与时间相关联,路径上每一点对应着机器人工作空间的一个位姿以及关节空间中的一组向量;而轨迹则是机器人末端以规定好的速度、加

速度在特定的曲线上运行^[2]。轨迹与时间相关联,每一个时刻对应着机器人末端在工作空间内的一个位姿以及关节空间中的一组向量。

在体积相近的情况下,关节型机器人的工作空间要比其他类型的机器人更大,几乎在任何轨迹和角度都可以进行工作。因此,相较于其他类型的机器人,关节型机器人的应用范围要更广^[3]。一般而言,关节型机器人是多自由度、多连杆组成的空间强耦合机构,在其作业过程中需要实时控制各关节的

运动,使其沿着预定的轨迹运动。

关节机器人的轨迹规划分为关节空间轨迹规划和笛卡尔空间轨迹规划,关节空间的轨迹规划将关节变量直接与时间关联起来,一般也需要同时规划关节变量对时间的1阶导数和2阶导数。关节空间的轨迹规划因为不考虑机器人末端必须经过连续的空间位置,因此通常较为简单。常用的关节空间下的轨迹规划方法有3次多项式、5次多项式、抛物线多项式等^[4]。

笛卡尔空间内的轨迹规划相较而言要复杂一些,一般要求机器人末端在2点之间按照一定形状的轨迹运动。现有的笛卡尔空间轨迹规划算法主要有直线插补算法和圆弧插补算法。直线插补算法以当前点到起点的直线距离与直线总长度的比值为依据规划轨迹;圆弧插补算法以当前点到起点之间的扇形的角度与圆弧扇形总角度的比值为依据规划轨迹^[5]。而对于任意的已知表达式的空间曲线,这两种方法将无法使用。

为实现任意已知表达式的空间曲线的规划轨迹,本文首先规划机器人末端在空间曲线上的运动速度;而后根据速度的积分求取当前位置机器人末端与起点之间曲线的长度;最后根据当前时刻、下一时刻机器人末端所处位置与起点之间曲线的长度之差以及当前时刻机器人末端所处位置,选择下一时刻机器人末端将要到达的位置,将机器人末端所处位置与时间相关联,完成轨迹规划。

1 系统构成

机器人系统的构成如图1所示,主要由6自由度关节型机器人、运动控制器、伺服驱动器、手操器等组成。

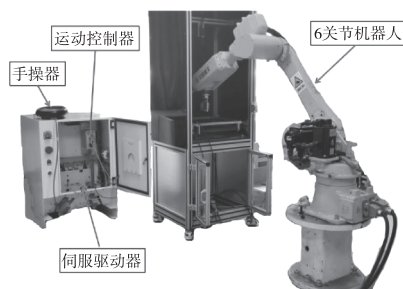


图1 机器人系统

运动控制器负责实现运动规划,并将运动指令实时发送给伺服驱动器。伺服驱动器负责接收运动控制器的指令,并驱动机器人各关节按照指令运动^[6]。

在笛卡尔空间轨迹规划任务中,伺服驱动器一般工作在位置模式,这意味着,运动控制器在每个周期要向伺服驱动器发送下一个运行周期机器人各关节应到达的位置。

机器人系统运行的过程如图2所示。首先,将一条已知空间曲线的表达式输入到运动控制器中;其次,运动控制器进行轨迹规划,将末端执行器的位姿与机器人的运行时间相关联;而后,将末端执行器的位姿代入到逆运动学中,求出下一时刻各关节的角度值,并传送给伺服驱动器;最后,由伺服驱动器完成关节空间运动插补并驱动机器人各关节在下一运行周期内到达目标位置。

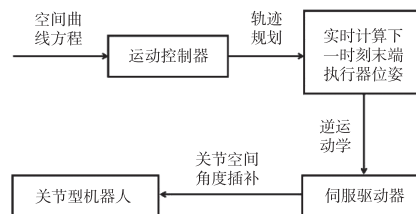


图2 轨迹规划过程

2 关节型机器人正逆运动学

2.1 关节型机器人正运动学

机器人正运动学描述的是各关节角度与末端执行器位姿之间的正向关系,即给定一组关节空间内的各关节角度值,求出末端执行器的位姿。

采用改进D-H建模法对图3所示的机械臂进行运动学建模。由坐标系变换的知识可知,两个坐标系之间的位姿变换可用一个齐次变换矩阵 T_i^{i+1} 。 T_i^{i+1} 的表达式如式(1)所示。

$$T_{i-1}^i = T_{R(x, \alpha_i)} T_{T(x, a_{i-1})} T_{R(z, \theta_i)} T_{T(z, d_i)} \quad (1)$$

$$\text{其中, } T_{R(x, \alpha_i)} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{\alpha_i} & -s_{\alpha_i} & 0 \\ 0 & s_{\alpha_i} & c_{\alpha_i} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$T_{T(x, a_{i-1})} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a_{i-1} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$T_{R(x, \theta_i)} = \begin{bmatrix} c_{\theta_i} & -s_{\theta_i} & 0 & 0 \\ s_{\theta_i} & c_{\theta_i} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$T_{T(x, d_i)} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

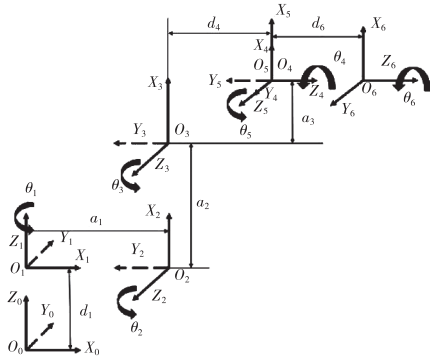


图3 机械臂关节坐标系

图1中机械臂的正运动学模型为式(2)。

$$T_0^6 = T_0^1 T_1^2 T_2^3 T_3^4 T_4^5 T_5^6 \quad (2)$$

表1 机械臂改进D-H参数表

i	$\alpha_i / ^\circ$	a_{i-1} / mm	$\theta_i / ^\circ$	d_i / mm
1	0	0	θ_1	504.000
2	90	166.907	θ_2	0
3	0	780.522	θ_3	0
4	90	137.944	θ_4	760.893
5	-90	0	θ_5	0
6	90	0	θ_6	125.000

2.2 关节型机器人逆运动学

机械臂逆运动学用于表示关节转角与末端执行器位姿之间的逆向关系,即给定笛卡尔空间中末端执行器的一组位姿,求解各关节对应的角度。

给定一组末端执行器的位姿后,可将该位姿用

齐次变换矩阵 T_e 表示,则有式(3)和式(4)。

$$T_1^6 = (T_0^1)^{-1} T_e \quad (3)$$

$$T_1^6 = T_1^2 T_2^3 T_3^4 T_4^5 T_5^6 \quad (4)$$

式(3)和式(4)中两个 T_1^6 中元素(2,3),(2,4)对应相等,便可求解出 θ_1 的表达式。

同样有式(5)和式(6)。

$$T_3^6 = (T_0^3)^{-1} T_e \quad (5)$$

$$T_3^6 = T_3^4 T_4^5 T_5^6 \quad (6)$$

取式(5)和式(6)中两个 T_3^6 中对应矩阵元素相等,可以求出 θ_3 。

θ_2 可由 θ_3 求得; θ_4 可由 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ 求得; θ_5 可由 $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ 求得。

$$(T_0^5)^{-1} T_e = T_5^6 \quad (7)$$

根据式(7)等式两边对应矩阵元素相等,可求得 θ_6 。

在求解关节空间内各关节的角度值时, θ_1 以及 θ_3 各有2个解,则一共存在4组解,需要根据机械臂的运动情况选取一组合适的解。而由于机器人不可能在一个运行周期内发生过大的跳变,因此可选取与当前各关节角度值最接近的那组解作为逆解。

3 笛卡尔空间曲线轨迹规划

3.1 笛卡尔空间轨迹规划原理

当要求机器人末端执行器在不同点之间按照不同的形状轨迹运动时,关节空间内的轨迹规划无法满足要求,此时一般需要在笛卡尔空间进行轨迹规划,这个过程可按照以下流程完成^[7]:

1) 机器人运行在当前时刻 t 时,给 t 加上机器人的运行周期得到 t_h ;

2) 根据时间 t_h ,利用轨迹函数求解出末端执行器的位姿;

3) 将末端的位姿带入到机器人逆运动学中,求出下一时刻机器人各关节的角度值;

4) 伺服驱动器控制机器人各关节在下一运行周期内运动到目标位置;

5) 重复步骤1)到4),直到当前运行时间等于轨迹运行总时间。

3.2 机器人末端速度规划

为了使机器人运行平稳,机器人末端的速度和

加速度都不应有突变,这要求机器人在开始运动、进入匀速段、离开匀速段、停止时加速度均为0。速度规划采用如图4所示的形式。图4中,加速段与减速段均采用3次多项式,为了计算方便,加速段与减速段的时间均为2 s。

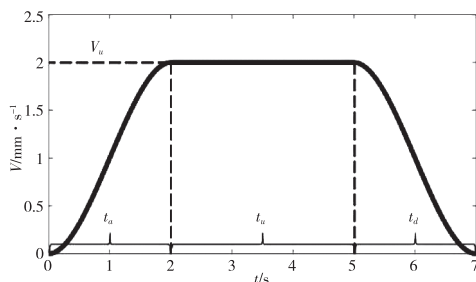


图4 笛卡尔坐标系下机器人末端速度规划形式

如图4所示,加速段时间 t_a 为2 s,减速段时间 t_d 也为2 s,加速段与减速段均为3次多项式。设机器人末端匀速度为 V_u ,匀速运行时间为 t_u , L 为曲线总长度。空间曲线参数方程的表达式如式(8)所示。

$$\begin{cases} x = x(a) \\ y = y(a) \\ z = z(a) \end{cases} \quad (8)$$

式中, a 表示曲线参数方程的参数。

曲线总长度 L 的计算方式如式(9)所示。

$$L = \int \sqrt{(x'(a))^2 + (y'(a))^2 + (z'(a))^2} da \quad (9)$$

设机器人末端运行的最低速度为 $V_{\min}$,如果 $L/V_{\min}$ 小于4.5 s,则无法用本文的方法进行轨迹规划,可采用直线插补的方法完成轨迹规划;如果 L/V_u 小于5 s并大于4.5 s,则将 V_u 设置为 $L/5$,再规划轨迹。

设加速段速度 V 的计算公式如式(10)所示。

$$V = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (10)$$

式(10)满足式(11)。

$$\begin{cases} V(0) = 0 \\ V'(0) = 0 \\ V(2) = V_u \\ V'(2) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

根据式(11),可以得到式(12)。

$$\begin{cases} a = -\frac{V_u}{4} \\ b = \frac{3}{4}V_u \\ c = 0 \\ d = 0 \end{cases} \quad (12)$$

匀速运行时间 t_u 的计算方式如式(13)所示。

$$t_u = \frac{L - \int_0^2 \left(-\frac{V_u}{4}t^3 + \frac{3}{4}V_u t^2 \right) dt}{V_u} = \frac{L - 2V_u}{V_u} \quad (13)$$

则机器人末端在笛卡尔空间运行时,速度遵循式(14)。

$$V = \begin{cases} -\frac{V_u}{4}t^3 + \frac{3}{4}V_u t^2, 0 \leq t < 2 \\ V_u, 2 \leq t < \frac{L}{V_u} \\ \frac{V_u}{4}(t_1)^3 + \frac{3}{4}V_u(t_1)^2, \frac{L}{V_u} \leq t \leq 2 + \frac{L}{V_u} \end{cases} \quad (14)$$

式中, $t_1 = t - \frac{L}{V_u} - 2$ 。

3.3 笛卡尔坐标系下轨迹规划

得到速度 V 的表达式以后,可以根据表达式来近似求解任一时刻机器人末端所在位置与曲线起点之间曲线的距离。一般来说,机器人的运行周期非常小,通常不超过10 ms,因此,使用式(15)计算曲线长度是可行的。

$$l = \begin{cases} -\frac{V_u}{16}t^4 + \frac{1}{4}V_u t^3, 0 \leq t < 2 \\ V_u(t-1), 2 \leq t < \frac{L}{V_u} \\ \frac{V_u}{16}t_1^4 + \frac{V_u}{4}t_1^3 + V_u, \frac{L}{V_u} \leq t \leq \frac{L}{V_u} + 2 \end{cases} \quad (15)$$

式中, $t_1 = t - \frac{L}{V_u} - 2$ 。

图5为笛卡尔空间下机器人末端轨迹规划原理图,为说明方便,采用平面曲线。设机器人的运行周期为 T ,机器人当前运行时刻为 t ,可利用式(15)求

出此时刻机器人末端所处位置与起点之间曲线的长度 l_{now} 。给当前运行时刻加上 T , 再次利用式(15) 求出下一时刻机器人末端距离起点之间曲线的长度 l_{next} , 下一时刻机器人末端应该到达的位置便是曲线上与起点间曲线长度为 l_{next} 的点。已知 l_{now} 、 l_{next} 、 x_{now} , 便可比较方便的计算出下一时刻机器人末端的位置 $(x_{\text{next}}, y_{\text{next}})$ 。

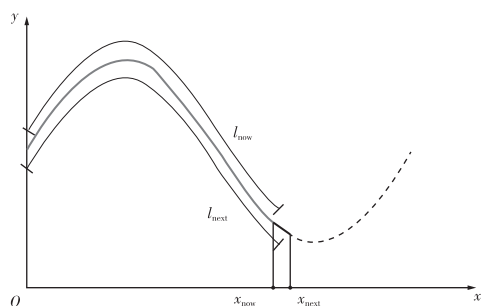


图5 轨迹规划原理图

对于空间内的任意表达式已知的曲线, 可利用式(16) 计算得到下一时刻机器人末端应在的位置。

$$l_{\text{now}} - l_{\text{next}} = \int_{a_{\text{now}}}^{a_{\text{next}}} \sqrt{(x'(a))^2 + (y'(a))^2 + (z'(a))^2} da \quad (16)$$

式中, a_{now} 表示当前时刻曲线参数的值; a_{next} 表示下一时刻曲线参数的取值。利用式(16), 便可根据当前运行时间 t , 获得下一时刻机器人末端应到达的空间坐标。将机器人末端位姿带入到逆运动学中, 便可以获得下一时刻, 机器人各关节要达到的角度值。

实际应用中, 因为很难求得任意函数的不定积分, 所以很难利用式(9) 求曲线总长度或利用式(16) 求下一时刻机器人末端应到达的空间位置。在工程应用中, 曲线可划分成多段, 每段距离足够小, 然后将每两点之间的距离相加, 求出曲线长度。

4 轨迹规划实验

为不失一般性, 本文采用表达式为式(17) 的平面曲线, 单位是 mm, 如图6 所示。空间曲线的规划也可采用同样的方法。

$$\begin{cases} x = a \\ y = \sin a, a \in [0, 2\pi] \\ z = 0 \end{cases} \quad (17)$$

设机器人末端在笛卡尔空间内的匀速速度 V_u 为 2 mm/s, 则曲线总长 L 为 7.6401 mm, 匀速运行时间 t_u 为 1.8201 s, 总运行时间为 5.8201 s。为了

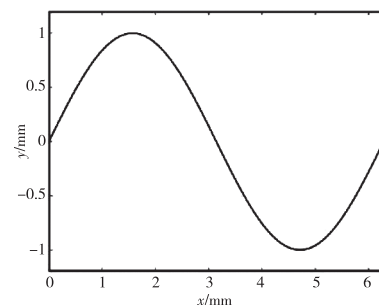


图6 空间曲线

使得轨迹规划的效果更为明显, 将机器人的运行周期设置为 80 ms。由 2.2 节的方法可得到每个运行周期机器人应到达的位置, 将每个时刻对应的坐标绘制在图上, 可得到图7 所示的轨迹规划示意图。从图7 中可以看到, 在运动起始段, 2 点间的距离逐渐增大; 当运行时间达到 2 s 时, 机器人末端进入匀速运行阶段, 在此阶段, 每 2 点之间的距离不变, 机器人平稳运行; 当运行时间到达 3.8201 s 后, 机器人末端进入减速运行阶段, 每 2 点之间的距离逐渐减小, 直至机器人停止运行。

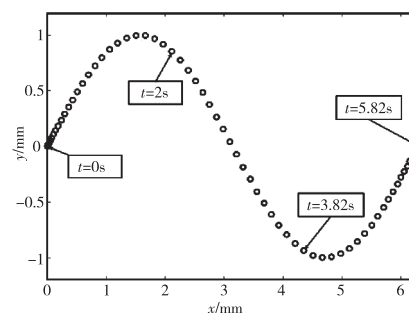


图7 轨迹规划示意图

5 结语

1) 设计了一种在笛卡尔空间规划机器人末端运动轨迹的方法。求出曲线的总长度, 并根据设定好的机器人末端匀速速度求出总运行时间。

2) 规划机器人末端的运动速度, 得到各个时刻机器人末端的速度值; 在机器人运行周期较短的前提下, 通过对速度积分, 得到各个时刻机器人末端所在位置与起点间曲线的长度。

5G 环境下的机器人远程控制系统开发*

张洋洋¹, 李翔龙¹, 陈 兵²

(1. 四川大学 机械工程学院, 四川 成都 610065; 2. 东方电气集团中央研究院, 四川 成都 610097)

摘要:为了实现机器人在 5G 网络环境下的实时远程控制,设计开发了一套基于 5G 网络的机器人远程控制系统。在该系统中,机器人的控制被分为三级结构,用户交互层、边缘控制器层和现场控制器层。在用户交互层中,操作人员通过网页远程下达机器人的控制命令;在边缘控制器层中,进行机器人的正/逆运动求解、轨迹规划、接受操作人员的控制命令和二次控制命令的下发操作;在现场控制器层中,现场控制器接受边缘控制器的二次控制命令,控制机器人的运动。三级架构兼顾网络控制的灵活性和现场控制的实时性,并降低了对现场控制器 CPU 性能的要求。最后,以六自由度机器人作为对象进行实验验证。实验结果表明,该控制系统能满足 5G 网络环境下的实时远程控制的要求。

关键词:5G 工业机器人 轨迹规划 远程控制

中图分类号:TP242;TP271

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)04-0006-07

Development of robot remote control system in 5G environment

ZHANG Yangyang, LI Xianglong, CHEN Bing

Abstract: In order to realize real-time remote control of the robot in 5G environment, a robot remote control system based on 5G network is designed and developed. In this system, the control of the robot is divided into three layers: the user interaction layer, the edge controller layer and the field controller layer. In the user interaction layer, the operator remotely sends control commands to the robot through the webpage. In the edge controller layer, the forward/reverse motion solution of the robot, the

3) 利用当前时刻与下一时刻机器人末端和起点间曲线长度之差以及当前时刻机器人末端所在位置, 求出下一时刻机器人末端的位置。通过实验证明, 该方法能准确的在笛卡尔空间规划出机器人末端的运行轨迹。

参考文献

- [1] 郑世长,陶柯.关节型机器人路径插补控制的研究[J].机械工程与自动化,2016(5):162-164.
- [2] 杨金铎,王林波,曾惜,等.自动化机器人轨迹跟踪与路径规划技术研究[J].自动化仪表,2022,43(7):40-45.
- [3] 李璐陈,曾谊晖.六关节工业机器人工作空间及轨迹规划仿真[J].食品与机械,2017,33(10):98-103.
- [4] 王川,金晓怡,陈志鹏,等.6-DOF抛光工业机器人关节空间轨迹规划研究[J].机械设计与制造,2020

(11):271-274.

- [5] 孙璵,程文韬,李公法,等. 关节型机器人轨迹规划算法及轨迹规划研究现状[J]. 长江大学学报(自科版), 2016,13(28):32-38.
- [6] 周书仪. 多轴伺服驱动器 EtherCAT 网络控制构架[D]. 武汉:华中科技大学,2021.
- [7] 周佳明,张宏. 空间直线插补三轴联动控制系统的设计[J]. 宜宾学院学报,2022,22(6):46-53.

作者简介:樊豪(1995-),男,长安大学硕士研究生,主要研究方向为机器人建模和控制。

徐立佳(1997-),男,长安大学硕士研究生,主要研究方向为机电液一体化。

鞠健阳(1996-),男,长安大学硕士研究生,主要研究方向为机电液一体化。

收稿日期:2023-01-01

trajectory planning, the acceptance of the control commands and the issuance of secondary control commands are performed. In the field controller layer, the field controller accepts the secondary control commands from the edge controller, and controls the movement of the robot. The three-layer structure has the advantages of the flexibility of network control and the real-time performance of on-site control, and reduces the requirements for the CPU performance of the field controller. Finally, experimental verification is carried out with a six-degree-of-freedom robot. The experimental results show that the robot control system can meet the requirements of real-time remote control in 5G environment.

Keywords: 5G, industrial robot, trajectory planning, remote control

0 引言

随着物联网技术、先进制造技术和 5G 等技术的不断发展和应用,传统制造向网络化和智能化发展的趋势更加显现。如何整合制造加工过程中各个终端,使其信息互联,成为面向智能制造转型关键。5G 技术的出现为其提供了网络通信基础,5G 的大宽带和低时延的特性,使得远程控制能够满足实时控制的需要^[1]。面向 5G 技术的边缘计算,将计算能力下放到靠近数据端处,在靠近数据端处处理数据,能够提供更低延迟和降低网络传输的负担^[2]。结合 5G 和边缘计算技术,实现机器人远程控制,能够使企业对生产制造过程做出方便和迅速的反应,以满足智能制造的需要。

现如今的商用的机器人控制器,例如 ABB、KUKA 和 FANUC 等,其控制性能好,但存在控制成本高昂和开放性不足等缺点。对于通用的机器人控制器已有一些研究。文献[3]设计开发了在实时操作系统基础上,集成软 PLC 和机器人运动控制功能模块,并通过实时工业以太网总线通信的通用机器人控制系统。文献[4]使用 CODESYS 软件,设计了一个符合 PLCopen 标准的通用机器人软件框架,并通过实验验证了其满足设计精度和实时性要求。但上述研究对机器人的 5G 网络远程控制有所欠缺。

为了实现工业机器人 5G 网络远程控制,设计了基于 5G 和边缘服务器的机器人控制系统。在该系统中,控制器被分为三部分:用户交互、现场控制器和边缘控制器。操作人员通过网页界面与边缘控制器进行交互,并下达控制命令。边缘控制器被部署在边缘服务器中,获取来自用户和现场控制器的数据,根据数据对现场控制器进行二次控制命令的下达。现场控制器获取来自边缘控制器的控制命

令,控制机器人的运动。最后,搭建实验平台,并进行了实验验证。

1 机器人网络控制系统架构

机器人网络控制系统由用户交互、边缘控制器和现场控制器三部分组成,其架构示意图如图 1 所示。边缘控制器被部署在靠近现场控制器的 MEC 边缘服务器中。操作人员使用电脑、笔记本和平板等终端设备,通过网页进行交互,将运动控制信息发送边缘控制器。边缘控制器解析控制信息,进行数据处理后,再将二次控制信息发送现场控制器。现场控制器通过 CPE 接入 5G 网络,接受来自边缘控制器的二次控制信息,根据控制信息控制机器人运动。

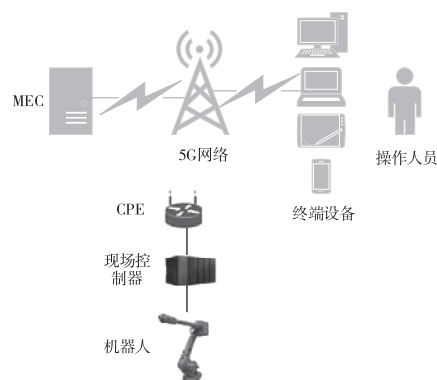


图 1 机器人网络控制整体架构示意图

在交互的界面中,即远程控制界面中,操作人员进行路径信息的数据输入和显示当前机器人的位置信息,并通过 5G 网络发送给边缘控制器。在边缘控制器中,解析路径信息、进行正/逆运动求解和机器人的轨迹规划。在 5G 网络环境下,通过 ModbusTCP 协议,边缘控制器获取来自现场控制器的实时数据,根据对现场控制器数据和操作人员控制信息的处理结果,将规划的轨迹数据和其他二次控制

命令发送给现场控制器。现场控制器采用 leetro i5 运动控制器,它接受来自边缘控制器的轨迹规划数据和二次控制命令,进行逻辑控制、关节电机控制和 I/O 输入输出。其控制系统软件架构示意图如图 2 所示。

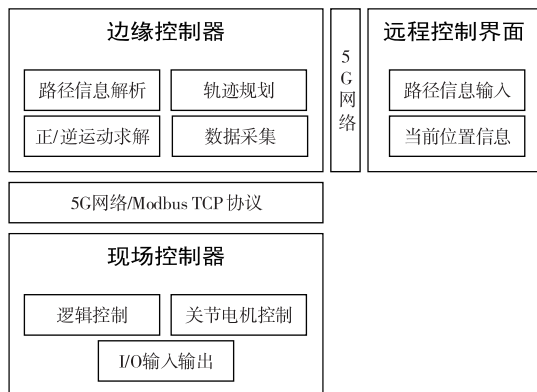


图 2 控制系统软件架构示意图

采用网页+边缘控制器+现场控制器的架构,将边缘控制器部署在边缘服务器上,依托于边缘服务器提供的计算能力,能更好地进行机器人的轨迹规划和数据处理。采用网页交互的方式对机器人进行远程控制,使得操作人员的操作更加便捷。而现场控制器专注于电机控制、逻辑控制和 I/O 输入输出,降低了现场控制的所需要的计算能力、现场控制成本和提高了远程控制的实时性。同时边缘+现场控制器的架构,能让机器人的控制接入企业其他系统,方便企业对生产制造过程做出迅速的反应。

2 机器人轨迹规划

2.1 关节空间轨迹

关节空间轨迹规划是在已知起始坐标点和目标坐标点情况下,通过逆运动求解得到每个关节的期望角度,然后采用某种插值方法,使得关节从起始关节角度平滑过渡到期望关节角度。关节空间下的轨迹规划适用于对末端轨迹要求低的场合,例如点到点运动。常用的插值方法有三次多项插值方法、五次多项插值方法和样条轨迹规划。样条轨迹规划求解过程复杂,三次插值方法求解简单,但其加速度不连续,所以采用五次多项式插值方法。一个五次多项插值函数为^[5]:

$$\theta(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 + a_4 t^4 + a_5 t^5 \quad (1)$$

根据边界约束条件:

$$\begin{cases} \theta_0 = a_0 \\ \theta_f = a_0 + a_1 t_f + a_2 t_f^2 + a_3 t_f^3 + a_4 t_f^4 + a_5 t_f^5 \\ \dot{\theta}_0 = a_1 \\ \dot{\theta}_f = a_1 + 2a_2 t_f + 3a_3 t_f^2 + 4a_4 t_f^3 + 5a_5 t_f^4 \\ \ddot{\theta}_0 = 2a_2 \\ \ddot{\theta}_f = 2a_2 + 6a_3 t_f + 12a_4 t_f^2 + 20a_5 t_f^3 \end{cases} \quad (2)$$

则可求得:

$$\begin{cases} a_0 = \theta_0 \\ a_1 = \dot{\theta}_0 \\ a_2 = \frac{\ddot{\theta}_0}{2} \\ a_3 = \frac{20\theta_f - 20\theta_0 - (8\dot{\theta}_f + 12\dot{\theta}_0)t_f - (3\ddot{\theta}_0 - \ddot{\theta}_f)t_f^2}{t_f^3} \\ a_4 = \frac{30\theta_f - 30\theta_0 - (14\dot{\theta}_f + 16\dot{\theta}_0)t_f - (3\ddot{\theta}_0 - 2\ddot{\theta}_f)t_f^2}{t_f^4} \\ a_5 = \frac{12\theta_f - 12\theta_0 - (6\dot{\theta}_f + 6\dot{\theta}_0)t_f - (\ddot{\theta}_0 - \ddot{\theta}_f)t_f^2}{t_f^5} \end{cases} \quad (3)$$

2.2 笛卡尔空间轨迹

2.2.1 空间直线轨迹

在笛卡尔空间中轨迹规划包含三部分:直线轨迹规划、圆弧轨迹规划和姿态规划。机器人的直线规划是已知起始点 $S(x_s, y_s, z_s)$ 和目标点 $T(x_t, y_t, z_t)$,通过关节的一系列运动,使机器人末端从 S 点到 T 点的运动轨迹为一条直线。为了使得 S 点到 T 点的机器人末端轨迹为一条直线,在 S 点到 T 点的线段之间,指定许多密集的插值点,并使用平滑函数将点与点之间进行连接,那么机器人末端的轨迹将为直线。

起始点 $S(x_s, y_s, z_s)$ 到目标点 $T(x_t, y_t, z_t)$ 的距离 L :

$$L = \sqrt{(x_T - x_S)^2 + (y_T - y_S)^2 + (z_T - z_S)^2} \quad (4)$$

设 a 为加速度, v 为机器人末端移速, Δt 为插值时间间隔。则加减速阶段的时间 $t_b = \frac{v}{a}$; 匀速阶段的时间 $t_l = \frac{L - at_b^2}{v}$ 。总时间 $T = t_l + 2t_b$ 。总的插值点数量 $N = \left\lfloor \frac{T}{\Delta t} \right\rfloor + 1$, $\lfloor \cdot \rfloor$ 为向下取整。每个插值点 (x, y, z) 的坐标为:

$$\begin{cases} x = x_S + \frac{i}{N}(x_T - x_S) \\ y = y_S + \frac{i}{N}(y_T - y_S) \\ z = z_S + \frac{i}{N}(z_T - z_S) \end{cases} \quad (5)$$

2.2.2 空间圆弧轨迹

圆弧轨迹规划和直线轨迹规划类似, 同样需要在轨迹上指定密集的分散点, 不同的是轨迹规划需要已知空间中的三点 $P_1(x_1, y_1, z_1)$, $P_2(x_2, y_2, z_2)$ 和 $P_3(x_3, y_3, z_3)$, 且三点不在同一条直线上。然后根据点 P_1 、 P_2 和 P_3 可以确定一个平面, 并在此平面上求得 P_1P_2 和 P_2P_3 的中垂线的交点, 即为圆心坐标 $O(x_0, y_0, z_0)$ 。则圆弧半径为:

$$R = \sqrt{(x_0 - x_i)^2 + (y_0 - y_i)^2 + (z_0 - z_i)^2} \quad (6)$$

在进行轨迹规划时, 需要将世界坐标系下的坐标转换到由点 P_1 、 P_2 和 P_3 确定的平面上, 即圆弧所在的平面上。则世界坐标系中的插值点 (x, y, z) 与空间圆弧坐标系的点 (x', y', z') 对应关系为:

$$\begin{bmatrix} x & y & z & 1 \end{bmatrix}^T = T \begin{bmatrix} x' & y' & z' & 1 \end{bmatrix}^T \quad (7)$$

式中, T 为 4×4 转化矩阵, 文献[6, 7] 给出了矩阵 T 的求解方法, 在此不做赘述。式中 x' 、 y' 和 z' 分别为:

$$\begin{cases} x' = R \cos \alpha \\ y' = R \sin \alpha \\ z' = 0 \end{cases} \quad (8)$$

式中, α 为圆弧的弧度值。在计算弧度值 θ 时, 有 $\theta > \pi$ 和 $\theta \leq \pi$ 两种情况。当 $\theta \leq \pi$ 时:

$$\theta' = 2 \arcsin \left(\frac{\sqrt{(x_3 - x_1)^2 + (y_3 - y_1)^2 + (z_3 - z_1)^2}}{2R} \right) \quad (9)$$

当 $\theta > \pi$ 时:

$$\theta' = 2\pi - \theta \quad (10)$$

设 v 为机器人末端移速, Δt 为插值时间间隔。

加速度为 $\omega = \frac{v}{R}$, 总时间 $t = \frac{\theta}{\omega}$, 总的插值数 $N = \left\lfloor \frac{T}{\Delta t} \right\rfloor + 1$, 则每个插值点的 α 为:

$$\alpha = \frac{i}{N} \theta \quad (11)$$

2.2.3 姿态规划

完整的描述机器人末端在空间的位姿, 除了末端坐标位置外, 还需要其在空间中的姿态。在进行姿态插值中, 采用单位四元数的插值方法, 该方法可以避免欧拉角插值的“万向锁”问题。一个单位四元数 Q 可表示为:

$$Q = [q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad q_4]^T \quad (12)$$

式中, $\sqrt{q_1^2 + q_2^2 + q_3^2 + q_4^2} = 1$ 。

对于起始姿态矢量 Q_0 和目标姿态矢量 Q_1 , 一般的线性插值:

$$r = Q_0 - \lambda(Q_1 - Q_0) \quad (13)$$

式中, $\lambda = \frac{i}{N}$, 其中 N 等于直线插补或圆弧插补的插值总数。使用一般线性插值时, 当 λ 均匀变化时, 姿态矢量 P 的变化不均匀。为了使得 P 随着 λ 的均匀变化而均匀变化, 采用 SLERP 线性插值方法, 该方法不是沿着一条直线进行插值, 而是沿着球体表面的弧进行插值。SLERP 公式为^[8]:

$$\begin{aligned} & \text{SLERP}(Q_0, Q_1, \lambda) \\ &= \frac{\sin[(1 - \lambda)\theta]}{\sin\theta} Q_0 + \frac{\sin(\lambda\theta)}{\sin\theta} Q_1 \end{aligned} \quad (14)$$

式中, θ 为 Q_0 与 Q_1 之间的夹角, 可以通过点积求得。

当四元数 $Q_0 \cdot Q_1 < 1$ 时, 即四元数之间的夹角大于 90° 时, 使用上述插值方法, 插值会沿着路径远的方向进行, 通过将四元数取反的方式, 可以解决上述问题, 并且不会改变最终姿态。

当 $\sin\theta$ 趋近于 0 时, 式(14) 为:

$$\text{SLERP}(P_0, P_1, t) = (1 - \lambda) Q_0 + \lambda Q_1 \quad (15)$$

3 控制系统的实现

3.1 轨迹规划算法

在边缘控制器中,机器人包含三种运动:点到点运动、直线运动和圆弧运动。路径规划时,需要给出起始点和目标点的空间坐标点和单位四元数表示的位姿等,圆弧运动还需要给出中间点坐标,根据这些信息进行轨迹规划,其流程图如图 2 所示。首先根据路径信息判断是否为直线运动,若是,则根据起始点和目标点调用直线插补算法计算直线插补点,接着根据起始单位四元数和目标单位四元数进行姿态插补,然后对每个插值点进行逆运动求解,计算对应插值点的关节值,并将轨迹数据发送给现场控制器;若不是,则判断是否为圆弧运动,如为圆弧运动,则调用圆弧运动的插补算法和姿态插补算法,同样计算根据逆运动计算对应关节数据,并发送给现场控制器;若不为圆弧运动,则进行点到点运动轨迹规划,根据起始点位姿和目标点位姿,逆运动求得对应关节值,调用关节空间下的轨迹规划算法获得轨迹规划,并发送给现场控制器。

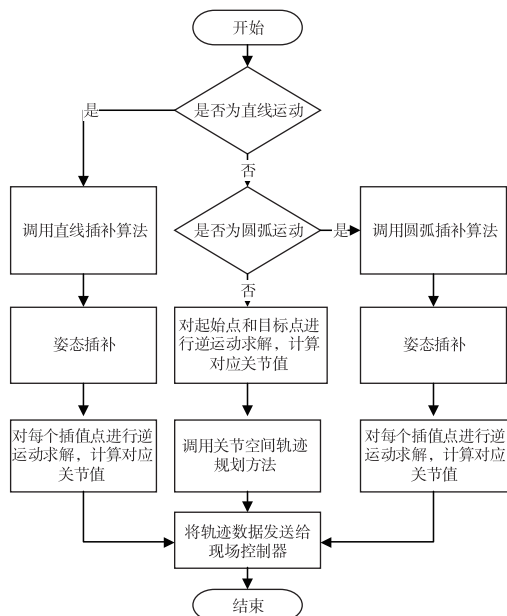


图 3 轨迹规划流程图

3.2 边缘控制器与现场控制器的通信

边缘控制器与现场控制器之间的通信,通过 5G 网络环境下的 Modbus TCP 协议实现。Modbus 协议

是工业领域通讯的标准之一,TCP 协议是一种面向连接和可靠的网络传输层协议。Modbus TCP 协议将 Modbus 作为 TCP/IP 模型的应用层协议,与 TCP/IP 网络协议结合,实现工业网络通信。Modbus TCP 协议采用主/从模式,即主设备主动进行请求,从设备对请求进行应答。在机器人边缘控制体系中,边缘控制器作为主设备,运行 TCP 客户端,向现场控制器发送请求;现场控制器作为从设备,运行 TCP 服务端并对边缘控制器的请求做出应答。客户端与服务端的通信流程图如图 3 所示。

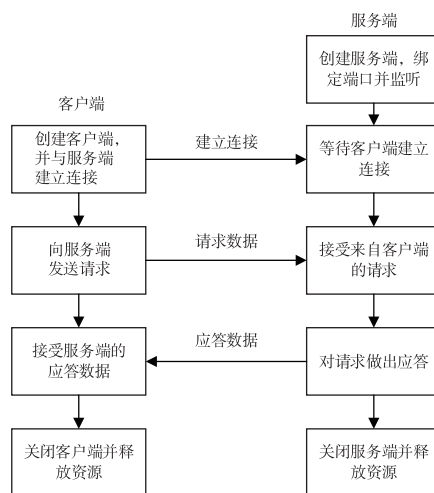


图 4 Modbus TCP 通信流程图

3.3 双缓冲区机制

虽然 5G 网络具有较低的时延,但在实际 5G 网络环境测试中,其空口延迟在 5 ms 以上。而现场控制器的控制周期为 1 ms,直接将数据发送到现场控制器,会导致运动控制的位置不准确。将所有数据发送到现场控制器,数据量过大会出现内部存储空间不足的现象,导致部分位置数据丢失。针对此问题,设计了双缓冲区机制。双缓冲区机制示意图如图 5 所示。

在现场控制器中,划分了两块缓冲区,缓冲区 A 和缓冲区 B。开始时,边缘控制器向缓冲区 A 中写入数据,当写入完成时,现场控制器读取数据,根据数据进行运动控制,边缘控制器再向缓冲区 B 中写入数据。等待 A 中数据被全部读取完成后,现场控制器读取 B 中数据,同时边缘控制器向 A 中写入数据。交替进行上述过程,直至数据被完全写入和读取。

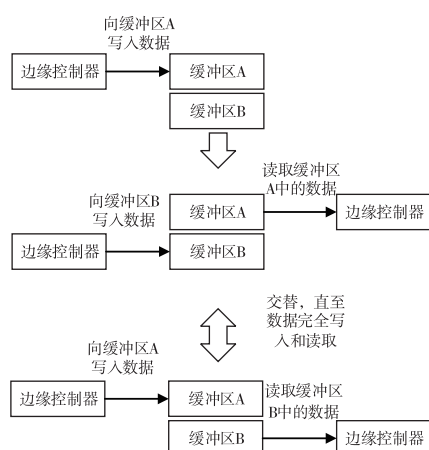


图5 双缓冲机制示意图

3.4 交互界面开发

操作人员通过网页界面进行交互,这种交互方式使得操作人员能够使用手机、电脑和平板等接入5G网络的终端,方便地进行机器人的远程控制。交互界面包含登录、运动指令输入和机器人运动界面。操作人员只有通过用户名和密码进行登录后,才能进行远程控制,登录界面如图6所示。在运动指令输入界面中,进行多段机器人运动指令输入和显示当前位姿信息和关节角度信息,其界面如图7所示。运动指令标准格式为:运动指令+中间点+目标点+目标姿态+时间或者速度,运动指令包括点到点运动 moveJ、直线运动 moveL 和圆弧运动 moveC。一段圆弧的标准指令格式示意图如图8所示。在机器人运动界面中,进行机器人的点到点运动、直线运动、圆弧运动和显示当前的位姿信息,机器人运动界面如图9所示。



图6 登录界面

图7 运动指令输入界面

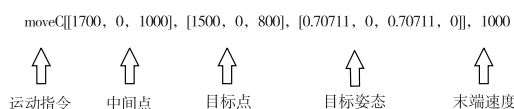


图8 运动指令示意图

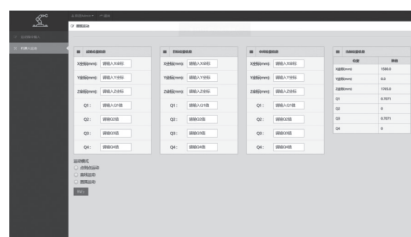


图9 机器人运动界面

4 实验验证

搭建现场验证平台进行验证,包含一个 leetroi 5 运动控制器、3 个 I/O 从站和 6 个电机。运动控制器和 I/O 从站之间通过 EtherCAT 连接。实验所采用的机器人 D-H 参数如表1所示。

表1 连杆 D-H 参数表

连杆 i	d_i/mm	a_{i-1}/mm	$\alpha_{i-1}/^\circ$	θ_{i-1}/rad
1	495	0	0	θ_1
2	0	175	90	θ_2
3	0	1095	0	θ_3
4	1270	175	-90	θ_4
5	0	0	90	θ_5
6	135	0	-90	θ_6

为了测试机器人的点到点、直线和圆弧运动,给出了6个位置点 P_1-P_6 ,其位置坐标和单元四元数表示的姿态信息如表2所示。其中,点 P_1 到 P_2 为点到点运动; P_2-P_3 和 P_4 为圆弧运动, P_3 为中间点; P_4 到 P_5 为直线运动; P_5 到 P_6 为点到点运动。

表2 位置点的坐标和姿态信息

位置	坐标/mm	姿态
P_1	(1580,0,1765)	(0.70711,0,0.70711,0)
P_2	(1500,0,1200)	(0.70711,0,0.70711,0)
P_3	(1700,0,1000)	(0.70711,0,0.70711,0)
P_4	(1500,0,800)	(0.70711,0,0.70711,0)
P_5	(1200,500,700)	(0.70711,0,0.70711,0)
P_6	(1580,0,1765)	(0,0,0.70711,-0.70711)

通过网页界面,输入上述运动指令,并发送给边缘控制器。边缘控制器进行轨迹规划后,并下发轨

迹数据给现场控制器,现场控制器根据轨迹数据控制电机运动。从 MultiProg Express 软件中,导出各个关节的位置数据,如图 10 所示。各个关节电机目标位置与理论位置误差曲线如图 11 所示。从图 10 和图 11 可知,电机运动过程连贯,且位置误差小于 0.03° 。

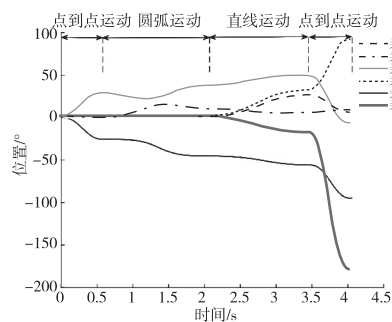


图 10 各关节位置曲线图

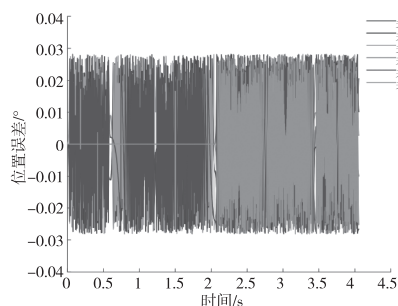


图 11 关节位置误差曲线图

5 总结

为了实现机器人在 5G 网络环境下的实时控制,提出了用户交互+边缘控制器+现场控制器的机器人远程控制系统,并搭建了实验平台进行了验证。实验结果表明,操作人员能通过网页进行运动指令的输入,远程控制机器人进行点到点、直线和圆弧运动。现场控制器实时控制电机进行上述运动时,电机运动过程连贯,且关节电机目标位置于理论位置误差小于 0.03° ,验证了该控制系统的可行性。

参考文献

- [1] 陈力,张海涛,闻磊. 基于 5G 的工业远程控制模式[J]. 通信企业管理,2021(5):57-59.
- [2] QUOC-VIET P, FANG F, VU N H, et al. A survey of multi-access edge computing in 5G and beyond: fundamentals, technology integration, and state-of-the-art[J]. IEEE access, 2020, 8:116974-117017.
- [3] 郁程燎. 工业机器人通用控制器系统软件开发研究[D]. 南京:东南大学,2018.
- [4] 梁艳阳,吴伟,姚超智,等. 基于 PLCopen 标准的工业机器人运动控制器的设计与实现[J]. 现代制造工程, 2021(12):35-40.
- [5] CRAIG JOHN J. 机器人学导论[M]. 负超,王伟,译. 4 版. 北京:机械工业出版社,2018.
- [6] 曾辉,柳贺. 机器人空间三点圆弧算法的研究与实现[J]. 中国新技术新产品,2014(12):5-6.
- [7] 任秉银,梁兆东,孔民秀. 机械手空间圆弧位姿轨迹规划算法的实现[J]. 哈尔滨工业大学学报,2012, 44(7):27-31.
- [8] 李宏胜,汪允鹤,黄家才,等. 工业机器人倍四元数轨迹规划算法的研究[J]. 中国机械工程,2016, 27(20): 2711-2716.

基金项目:项目名称(项目编号):面向大型发电装备智能工厂的 5G 应用关键技术研究及示范(2020ZDZX0023)。

作者简介:张洋洋(1998-),男,四川广安人,硕士生,研究方向为计算机辅助制造。

李翔龙(1971-),男,四川成都人,博士,教授,博士研究生导师,研究方向为计算机辅助设计与制造。

收稿日期:2022-12-07

基于扩展卡尔曼滤波算法的机器人姿态解算研究*

黄龙亮,胡鹏飞[△],曹 祥,王海军

(贵州装备制造职业学院,贵州 贵阳 551400)

摘要:针对机器人上的惯性导航系统由于振动干扰存在,导致测量数据中包含有大量噪声问题,进行了测量数据滤波研究。使用扩展卡尔曼滤波(EKF)对传感器测量的数据滤波,并进行姿态解算,通过静态、动态测试完成滤波前后数据对比,实验结果表明扩展卡尔曼滤波(EKF)不仅可以滤除测量数据中的大部分噪声,同时可以提高姿态解算精度。

关键词:扩展卡尔曼滤波 噪声 数据滤波 姿态解算

中图分类号:TP391.9

文献标识码:B

文章编号:1002-6886(2023)04-0013-04

Robot attitude calculation based on extended Kalman filter algorithm

HUANG Longliang, HU Pengfei, CAO Xiang, WANG Haijun

Abstract: A lot of noise is found in the measurement data of inertial navigation system of robot due to vibration interference, so the measurement data filtering is studied. The extended Kalman filter (EKF) is used to filter the measured data of the sensor, and the attitude calculation is carried out. The data before and after filtering is compared through static and dynamic testing. Experimental results show that the extended Kalman filter (EKF) can not only filter most of the noise in the measurement data, but also improve the accuracy of attitude calculation.

Keywords: extended Kalman filter, noise, measurement data filtering, attitude calculation

0 引言

无人机能被广泛用于军用中的侦察、追踪等任务和民用中的航拍、喷洒农药、配送快递等任务^[1]。在飞行过程中,无人机需要利用惯性导航系统不断地检测其飞行姿态,为控制算法提供反馈数据,实现良好的飞行效果,但由于发动机振动和气流的影响,会导致惯性导航系统测量的数据存在大量噪声和干扰,使得飞行变得不稳定,甚至发生坠机的危险。

惯性导航系统由陀螺仪、加速度计和电子罗盘组成。陀螺仪容易受温度影响,在积分后会产生严重的累积误差;加速度计易受载体震动和运动加速度的影响;电子罗盘容易受外部磁场的影响^[2]。这三种传感器测量的数据不能直接使用,需要进行传感器数据滤波和姿态解算。

目前传感器数据滤波和姿态解算方法,包括互补滤波、扩展卡尔曼滤波(EKF)和无迹卡尔曼滤波(UKF)等^[3-5],但多数研究停留在仿真,未进行实际应用。本文利用扩展卡尔曼滤波(EKF)进行对传感器数据滤波和姿态解算,并通过静态测试和动态测试,对比分析 EKF 算法的实际效果。

1 EKF 滤波器设计

惯性导航系统中三轴角速度计输出的角速度,有低频噪声,通过角速度积分获得的姿态会漂移,而三轴加速度计、三轴磁传感器输出静态数据有高频噪声,动态数据比较差。因此,EKF 滤波器设计中,在获取到角速度、加速度和磁向量数据后,先使用 EKF 算法得到滤波后的数据,最后解算出俯仰、滚转、偏航角度,流程如图 1 所示。

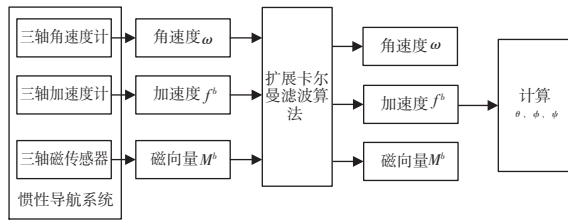


图1 基于扩展卡尔曼滤波算法的姿态解算流程图

根据哥氏定理和向量在不同坐标系间的变换关系,得到方向余弦矩阵的微分方程:

$$\dot{R}_g^b = w R_g^b = \begin{bmatrix} 0 & \omega_{bz} & -\omega_{by} \\ -\omega_{bz} & 0 & \omega_{bx} \\ \omega_{by} & -\omega_{bx} & 0 \end{bmatrix} R_g^b \quad (1)$$

在机体坐标系下的重力场和磁场微分向量:

$$\begin{cases} \dot{g}^b = \dot{R}_g^b g^g \\ \dot{M}^b = \dot{R}_g^b M^g \end{cases} \quad (2)$$

其中,在机体坐标系下,重力场向量 $g^b = [g_{bx} \ g_{by} \ g_{bz}]^T$,在地面坐标系下重力场向量 $g^g = [0 \ 0 \ g]^T$;在机体坐标系下,磁场向量 $M^b = [M_{bx} \ M_{by} \ M_{bz}]^T$,地面坐标系下的磁场向量 $M^g = [M_{gx} \ M_{gy} \ M_{gz}]^T$ 。将公式(1)带入公式(2)得到:

$$\begin{cases} \dot{g}^b = w R_g^b g^g = w g^b \\ \dot{M}^b = w R_g^b M^g = w M^b \end{cases} \quad (3)$$

加速度计和磁航向计的输出表示为:

$$\begin{cases} f^b = a^b - g^b + w_a \\ M^b = \tilde{M}^b + w_m \end{cases} \quad (4)$$

其中, f^b 为三轴加速度计测量的比力向量, a^b 为载体运动加速度在机体坐标系下的向量, w_a 为测量噪声

向量, $\tilde{M}^b$ 为真实磁场在机体坐标系下的向量, w_m 为测量噪声向量。假设加速运动很小,则 $a^b = [0 \ 0 \ 0]^T$,有:

$$f^b = -g^b + w_a \quad (5)$$

选择机体坐标系下的角速度、角加速度、重力加速度和磁场向量作为状态向量 x^b , 即 $[\omega; \dot{\omega}; g^b; M^b]$, 陀螺仪、加速度计和磁航向计输出作为观测向量 z^b , 非线性离散化的状态方程和观测方程:

$$\begin{cases} x_k = f[x_{k-1}, k-1] + \Gamma_{k-1} W_{k-1} \\ = \begin{bmatrix} \omega_{k-1} + \dot{\omega}_{k-1} T \\ \dot{\omega}_{k-1} \\ g_{k-1}^b + w_{k-1} g_{k-1}^b T \\ M_{k-1}^b + w_{k-1} M_{k-1}^b T \end{bmatrix} + \Gamma_{k-1} W_{k-1} \\ Z_k = h[x_k, k] + V_k \\ = \begin{bmatrix} I_{3 \times 3} & O_{3 \times 3} & O_{3 \times 3} & O_{3 \times 3} \\ O_{3 \times 3} & O_{3 \times 3} & I_{3 \times 3} & O_{3 \times 3} \\ O_{3 \times 3} & O_{3 \times 3} & O_{3 \times 3} & I_{3 \times 3} \end{bmatrix} X_k + V_k \end{cases} \quad (6)$$

根据公式(1) - (6),得到线性化的状态方程和观测方程:

$$\begin{cases} X_k = \Phi_{k,k-1} X_{k-1} + (f[\hat{X}_{k-1}, k-1] - \Phi_{k,k-1} \hat{X}_{k-1}) + \Gamma_{k-1} W_{k-1} \\ Z_k = H_k X_k + V_k \end{cases} \quad (7)$$

式中, $\Phi_{k,k-1}$ 为状态转移阵, H_k 为观测阵。

结合卡尔曼滤波公式(1) - (6),设计完成 EKF 滤波器设计,得到状态估计向量 $\hat{X}^b = [\hat{\omega}; \hat{\dot{\omega}}; \hat{g}^b; \hat{M}^b]$ 。由于

$$g^b = R_g^b g^g = \begin{bmatrix} -g \sin \theta \\ g \cos \theta \sin \phi \\ g \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \quad (8)$$

所以将估计得到的 $\hat{g}^b$ 带入得到滚转角、俯仰角:

$$\begin{cases} \phi = \arctan^{-1} \left(\frac{\hat{g}_{by}}{\hat{g}_{bz}} \right) \\ \theta = \arcsin^{-1} \left(\frac{\hat{g}_{bx}}{\hat{g}} \right) \end{cases} \quad (9)$$

当磁地理坐标系(m系)与b系重合时,磁航向计的输出为 $M^m = [M_N \ 0 \ M_D]^T$,可得到地磁矢量 X 轴和 Y 轴分量:

$$\begin{cases} M_{bx} \cos \theta + M_{by} \sin \theta \sin \phi + M_{bz} \sin \theta \cos \phi = M_N \cos \psi \\ M_{by} \cos \phi - M_{bz} \sin \phi = -M_N \sin \psi \end{cases} \quad (10)$$

将前面计算得到的滚转角、俯仰角和估计得到的 $\hat{M}^b$ 带入公式(10)得到偏航角:

$$\psi = \arctan^{-1} \left(- \frac{\hat{M}_{by} \cos \phi - \hat{M}_{bz} \sin \phi}{\hat{M}_{bx} \cos \theta + \hat{M}_{by} \sin \theta \sin \phi + \hat{M}_{bz} \sin \theta \cos \phi} \right) \quad (11)$$

2 实验与分析

在编程软件 Keil 中,将上述扩展卡尔曼滤波算法编写为程序,并下载到实验平台数据处理芯片中。其中系统噪声阵 Q 和测量噪声阵 R 如表 1 所示。实验平台如图 2 所示:

- 1) 自行搭建 450 四旋翼;
- 2) 数据滤波解算芯片 STM32f405RGT;
- 3) 数据采集使用 Labview 地面站完成;
- 4) 在 MATLAB 中对采集数据显示。

表 1 扩展卡尔曼滤波参数表

参数	角速度 ω	角加速度 $\dot{\omega}$	加速度 f	磁场 m
系统噪声 Q	$\begin{bmatrix} 0.1 & 0 & 0 \\ 0 & 0.1 & 0 \\ 0 & 0 & 0.1 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0.1 & 0 & 0 \\ 0 & 0.1 & 0 \\ 0 & 0 & 0.1 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0.5 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0.5 \end{bmatrix}$
测量噪声 R	$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 \\ 0 & 100 & 0 \\ 0 & 0 & 100 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 10 & 0 & 0 \\ 0 & 10 & 0 \\ 0 & 0 & 10 \end{bmatrix}$

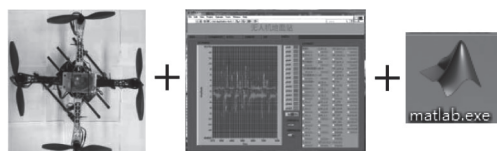


图 2 扩展卡尔曼滤波算法实验测试平台

静态时测量滤波前后数据如图 3 所示,可以发现偏航、俯仰、滚转三通道的尖峰高频噪声明显减少,噪声能够得到较好的抑制。

动态时测量滤波前后数据结果如图 4 所示,可以发现偏航、俯仰、滚转三通道,动态性能号,同时尖峰高频噪声也明显减少,性能表现较好。

3 结论

本文使用扩展卡尔曼滤波(EKF)对传感器测量的数据滤波,并进行姿态解算,通过静态、动态测试完成滤波前后数据对比,实验结果表明扩展卡尔曼滤波(EKF)不仅可以滤除测量数据中的大部分噪声,同时可以提高姿态解算精度。

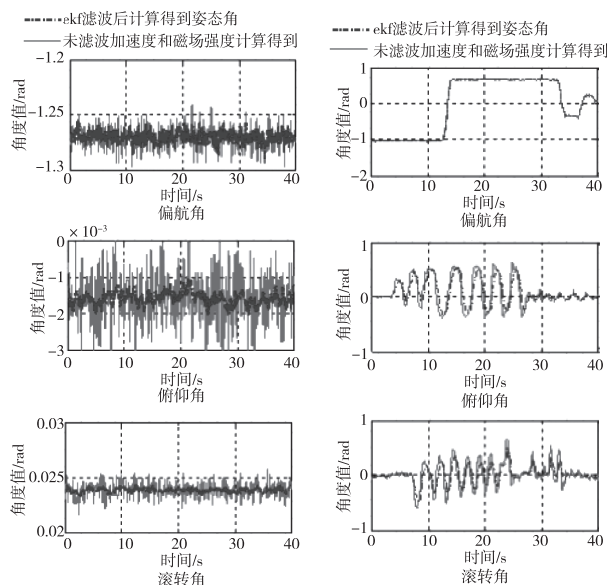


图 3 静态测试滤波前后的姿态解算角度

图 4 动态测试滤波前后的姿态解算角度

参考文献

- [1] 张栋,焦嵩鸣,刘延泉.互补滤波和卡尔曼滤波的融合姿态解算方法[J].传感器与微系统,2017,36(3):62-65.
- [2] 侯玉涵,王耀力.改进扩展卡尔曼滤波对四旋翼姿态解算的研究[J].电子技术应用,2017,43(10):83-85.
- [3] 陈孟元,谢义建,陈跃东.基于四元数改进型互补滤波的 MEMS 姿态解算[J].电子测量与仪器学报,2015,29(9):1391-1397.
- [4] 邢小军,陈潇然,黄龙亮,等.面向执行机构故障的四旋翼无人机主动容错飞行控制方法研究[J].西北工业大学学报,2018,36(4):748-753.
- [5] 黄龙亮,徐雪琴,黄晓飞,等.基于滑模理论的旋翼无人机容错飞行系统研究[J].电子技术与软件工程,2019(16):133-134.

基金项目:贵州省科技支撑计划项目:黔科技合支撑[2022]一般 165;贵阳市科技支撑计划项目:筑科合同[2022]3-8 号。

作者简介:黄龙亮(1990-),男(布依族),贵州人,讲师,硕士研究生,毕业于西北工业大学。主要研究导航制导与控制,高精度传感器应用,电机驱动控制。发表论文 5 篇,发表相关学术论文中文核心 1 篇、EI 论文 2 篇。

增程式电动汽车动力系统参数匹配与仿真*

李彦晶,李万敏,朱有地

(兰州工业学院 汽车工程学院,甘肃 兰州 730050)

摘要:为了使增程式电动汽车动力系统的关键部件驱动电机、蓄电池及增程器在最佳工作区域运行,首先在对增程式电动汽车结构分析的基础上,根据整车基本参数及性能指标要求,对动力系统各部件的参数进行匹配,然后在Cruise 仿真软件中对动力性进行仿真。仿真结果表明,满足增程式电动汽车对动力性能指标的要求,参数匹配合理,为后续控制策略的研究及经济性仿真提供理论基础。

关键词:增程式电动汽车 动力系统 参数匹配 仿真

中图分类号:U462.3

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)04-0016-05

Parameter matching and simulation of power system of extended-range electric vehicle

LI Yanjing, LI Wanmin, ZHU Youdi

Abstract: In order to guarantee the optimal working conditions of the key components of the power system of the extended-range electric vehicle, including the drive motor, the storage battery and the range extender, we analyzed the structure of the extended-range electric vehicle, matched the parameters of each part of the power system according to the basic parameters and performance requirements of the vehicle, and then simulated the power performance in Cruise software. The simulation results show that the parameter matching can meet the power performance requirements. This study has provided theoretic basis for future researches on the control strategy and the economic efficiency of the vehicle.

Keywords: extended-range electric vehicle, power system, parameter matching, simulation

0 引言

近年来,随着石油资源的短缺以及汽车尾气对环境的污染,纯电动汽车因其具有高效、零排放、低噪等优点,不仅成为各国政府和汽车制造企业研究的热点,而且也成为汽车工业可持续发展的必然趋势,但是续航里程短、成本高、充电时间长等缺点是限制纯电动汽车进一步发展的瓶颈问题^[1-2]。因此,在电池技术未取得重大突破的情况下,为解决

“里程焦虑”,实现有限能源的充分利用,增程式电动汽车(Extended-Range Electric Vehicle, E-REV)作为纯电动汽车的平稳过渡车型,增加了纯电动汽车续航里程,降低了制造成本,是一种具有市场前景的新能源汽车^[3-4]。

增程式电动汽车是在纯电动汽车动力架构的基础上,加装一个由小功率的燃油发动机和发电机组成的既能发电又能给车载动力电池充电的辅助动力单元——增程器(Range Extender, RE),增程器与动

曹祥(1989-),男(汉族),江苏,讲师,硕士研究生,毕业于江苏大学,主要研究控制理论与控制工程。

王海军(1988-),男(土家族),湖北,讲师,硕士研究生,毕业于电子科技大学,主要研究大数据及工业互联网。

通讯作者:胡鹏飞(1985-),男(苗族),贵州人,副教授,博士研究生,毕业于贵州大学。主要研究智能控制与图像视觉。

收稿日期:2022-10-11

力电池协同工作,为整车提供所需功率^[5-6]。增程式电动汽车动力系统布局目前基本都是串联结构,其动力系统参数的合理匹配对整车研发和控制策略有着至关重要的作用,良好的动力参数匹配可以使各运动部件处于最佳工作区域内运行,从而提高对能源的利用率;控制策略的合理性是确保整车动力性的关键,也影响着整车的经济性和排放性^[7]。

1 E-REV 结构分析

1.1 E-REV 基本结构

增程式电动汽车可被看作是一种能纯电行驶里程更长的串联混合动力结构,由动力电池、驱动电机、增程器、主减速器及差速器等组成,其基本结构如图1所示。蓄电池是主要的动力源,给功率较大的驱动电机供电,驱动电机经主减速器和差速器驱动车轮;发动机和发电机组成的RE系统不直接参与驱动,而是给驱动电机提供辅助功率并为蓄电池充电,增加续航里程。当目标续航里程较短时,在纯电动模式下行驶;当目标续航里程超过最大纯电动续航里程时,增程器启动,进入混合驱动模式或增程模式,从而达到提高电动汽车续航里程的目的,同时多余能量为动力电池充电;制动时,系统将回收制动能量,并存储于动力电池中^[8-9]。

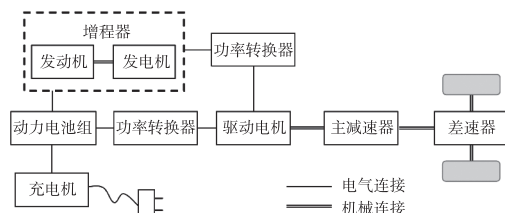


图1 增程式电动汽车系统结构示意图

1.2 E-REV 基本参数及性能指标

本文基于某纯电动汽车,对该电动汽车动力系统进行设计,其整车基本参数及性能指标分别见表1、表2。

表1 整车基本参数

参数名称	参数值	参数名称	参数值
整车装备质量 m_0/kg	1520	满载质量 m/kg	1895
迎风面积 A/m^2	2.6	空气阻力系数 C_D	0.335
车轮滚动半径 r/m	0.316	传动效率 η_t	0.93
滚动阻力系数 f	0.013	旋转质量换算系数 δ	1.06

表2 性能指标

参数名称	参数值	参数名称	参数值
续驶里程 S/km	≥ 400	百公里加速时间 T/s	11
最高车速 $u_{\max}/(\text{km/h})$	140	最大爬坡度 $i_{\max}/\%$	30

2 E-REV 动力系统参数匹配设计

2.1 驱动电机的参数匹配

驱动电机是 E-REV 的关键部件,主要参数的大小影响整车的动力性和经济性,因此要求驱动电机既能消耗电量驱动车轮,又能在制动减速过程中回收能量,并存储于动力电池中,以降低机械损失^[10]。永磁同步电机因其结构紧凑、质量轻,可在正弦交流电源或者脉宽调质电源下运行,比较符合电动车对大功率密度的要求,因此选用永磁同步电机为本研究的驱动电机。

2.1.1 峰值功率 $P_{\max}$ 和额定功率 P_e

电机的峰值功率需要依据整车性能指标:最高车速 $u_{\max}$ 、最大爬坡度 $i_{\max}$ 、百公里加速时间 T 来匹配。

1) 根据最高车速 $u_{\max}$ 计算最大功率 $P_{\max 1}$

$$P_{\max 1} \geq \frac{1}{\eta_t} \left(\frac{mgf}{3600} u_{\max} + \frac{C_D A}{76140} u_{\max}^3 \right) \quad (1)$$

式中: g 为重力加速度,值为 9.8 m/s^2 。

将相关参数代入式(1),计算得到最高车速 - 峰值功率图,如图2所示。

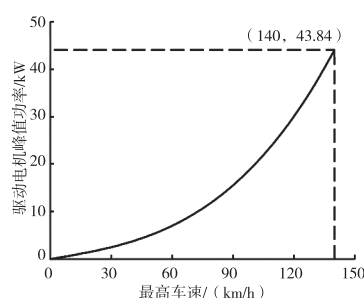


图2 最高车速 - 峰值功率

2) 根据最大爬坡度 $i_{\max}$ 计算最大功率 $P_{\max 2}$

$$P_{\max 2} \geq \frac{1}{\eta_t} \left(\frac{mgf \cos \alpha_{\max}}{3600} u_i + \frac{mgsin \alpha_{\max}}{3600} u_i + \frac{C_D A}{76140} u_i^3 \right) \quad (2)$$

$$\alpha_{\max} = \tan^{-1}(i_{\max}) \quad (3)$$

式中: u_i 为车辆爬坡时的稳定车速, 值为 25 km/h; $\alpha_{\max}$ 为最大坡道角, 将 $i_{\max}$ 代入公式(3) 计算, 值为 16.7° 。

将相关参数代入式(2), 计算得到如图3所示的最大爬坡度 - 峰值功率图。

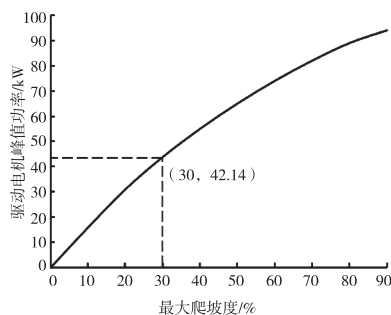


图3 最大爬坡度 - 峰值功率

3) 根据百公里加速时间 T 计算最大功率 $P_{\max3}$

$$P_{\max3} \geq \frac{1}{1000\eta_t} \left[\frac{2}{3} m g f u_f + \frac{1}{5} \rho_a C_D A u_f^3 + \frac{\delta m}{2T} (u_f^2 + u_b^2) \right] \quad (4)$$

式中: u_f 为百公里加速末时刻车速, 值为 100 km/h; u_b 为电机基速点对应的车速, 值为 45 km/h。

将相关参数代入式(4), 计算得到如图4所示的百公里加速时间 - 峰值功率图。

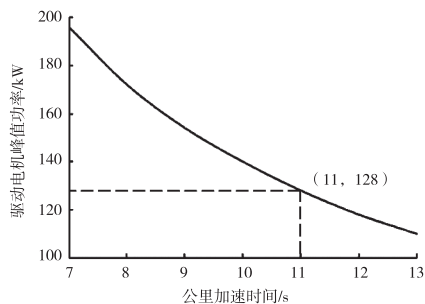


图4 百公里加速时间 - 峰值功率

驱动电机的峰值功率应同时满足以上三种动力性能指标的要求, 即

$$P_{\max} \geq \max(P_{\max1}, P_{\max2}, P_{\max3})$$

所以应匹配的峰值功率 $P_{\max}$ 为 128 kW。

驱动电机的额定功率 P_e 为:

$$P_e = \frac{P_{\max}}{\lambda} \quad (5)$$

式中: λ 为过载系数, 值为 1.8, 所以, 电机的额定功

率为 71 kW。

2.1.2 峰值转速 $n_{\max}$ 和额定转速 n_e

电机的额定转速是指电机效率较高, 且使用频率较高的区域。本文设计的电动汽车主要行驶在兰州市城市道路工况下, 表3为三种典型工况特性^[11]。

表3 三种典型工况特性

工况	最高车速 /(km/h)	平均车速 /(km/h)	频次最高的车速区间 /(km/h)
UDDS	91.25	31.4	0 ~ 10 30 ~ 50
JC08	81.64	24.4	0 ~ 10 30 ~ 40 50 ~ 60
NEDC	120	33.68	0 ~ 10 30 ~ 40 50 ~ 60

通过数据统计, 兰州市城市工况常用车速区间为 30 ~ 50 km/h, 此车速区间为高速高频区间, 车辆是以较高速行驶, 相应电机的工作转速区间为 2600 ~ 4100 r · min⁻¹。所以依据电机的高速高效区与车辆的车速高频区相重合的原则, 驱动电机的额定转速 n_e 为 4000 r · min⁻¹。

驱动电机的峰值转速 $n_{\max}$:

$$n_{\max} = \frac{i_0 u_{\max}}{0.377r} \quad (6)$$

将参数代入式(6)得 $n_{\max} = 7806$ r · min⁻¹, 取整为 $n_{\max} = 7900$ r · min⁻¹。

2.1.3 峰值扭矩 $T_{\max}$ 和额定转矩 T_e

电机的峰值扭矩 $T_{\max}$:

$$T_{\max} = 9550 \frac{P_{\max}}{n_e} \quad (7)$$

电机的额定转矩 T_e :

$$T_e = 9550 \frac{P_e}{n_e} \quad (8)$$

代入参数计算得:

$$T_{\max} = 306 \text{ N} \cdot \text{m}; T_e = 170 \text{ N} \cdot \text{m}。$$

根据以上分析, 电机匹配的主要参数见表4。

表4 电机主要匹配参数

参数名称	参数值 /kW	参数名称	参数值 /(r · min ⁻¹)	参数名称	参数值 /(N · m)
峰值功率	128	峰值转速	7900	峰值扭矩	306
额定功率	71	额定转速	4000	额定转矩	170

2.2 动力电池的参数匹配

2.2.1 电压匹配

动力电池的电压 U_b 应满足峰值功率和附件功率需求,即

$$U_b \geq U_{Me} + \frac{P_{\max} + P_{ac}}{U_{Me}} R \quad (9)$$

式中: P_{ac} 为车辆上其他附件的功率,值为 4.0 kW; U_{Me} 为驱动电机额定电压,值为 317 V; R 为动力电池的内阻,值为 0.0023 Ω 。

代入参数计算,并参考 GB/T18488.1—2015 标准中关于电源电压等级的规定,所以选择动力电池的额定电压 $U_b = 317$ V。

2.2.2 功率需求容量匹配

动力电池满足峰值功率需求容量 C_p ,即

$$C_p \geq \frac{1000}{kU_b} \left(\frac{P_{\max}}{\eta_{Mc}} + P_{ac} \right) \quad (10)$$

式中: k 为电池最大放电率,值为 6.5 h^{-1} ; η_{Mc} 为驱动电机的效率,值为 0.9。

经计算得功率需求容量 $C_p = 71$ A · h

2.2.3 能量需求容量匹配

根据 GB/T18386—2021 标准中规定,动力电池的总能量应满足纯电动续驶的能量需求,即

$$C_E \geq \frac{mgf + \frac{C_D A u_a^3}{21.15}}{3.6 D_b \eta_T \eta_{Mc} \eta_b (1 - \eta_a) U_b} \times S_1 \quad (11)$$

式中: u_a 为车辆匀速行驶时的速度,值为 90 km/h; D_b 为电池放电深度,值为 0.8; S_1 为纯电动续驶里程,值为 80 km; η_b 为电池的放电效率,值为 0.95; η_a 为车辆其他附属部件的能耗比例,值为 0.2。

代入数据计算得能量需求容量 $C_E = 34$ A · h

动力电池容量 C :

$$C = \min_{k^* = \min(k)} \{ \max [C_p(k), C_E(k)] \} \quad (12)$$

所以动力电池容量 C 值为 71 A · h。

综合以上,动力电池主要匹配参数见表 5。

表 5 动力电池主要匹配参数

参数名称	参数值	参数名称	参数值	参数名称	参数值
电池 类型 (LiFePO ₄)	磷酸铁锂	电池组额定 电压/V	317	单体个数	96
		单体额定 电压/V	3.3	额定容量	71
				/(A · h)	

2.3 增程器参数匹配

E-REV 用发动机功率小,电机和电池功率较大,电池可通过电网充电^[12]。发动机-发电机驱动系统的参数匹配决定了整车燃油经济性和续驶里程。

2.3.1 发动机功率匹配

E-REV 发动机选型时要考虑动力系统特点和成本等因素,因此本文研究选用小型化、低排放、经济性的四冲程汽油发动机作为 E-REV 的发动机。发动机不直接驱动车轮,当动力电池 SOC 达到下限时,要求发动机工作在其 MAP 图对应的高效低排放区内,能保证车辆继续以 u_a 匀速稳定行驶,并能提供一定的爬坡功率、附件功率和充电功率等^[13],因此发动机输出功率 P_e 为:

$$P_e \geq \frac{1}{3600 \eta_T \eta_{Mc} \eta_g} \left(mgf u_a + \frac{C_D A u_a^3}{21.15} \right) + \frac{P_{ac}}{\eta_g} \quad (13)$$

式中: η_g 为发电机效率,值为 0.92。

将参数值代入式(13),计算得发动机输出功率 $P_e \geq 23$ kW。

2.3.2 发动机油箱匹配

为了满足 E-REV 增程工作模式续驶里程需求,发动机油箱容积为:

$$V \geq \frac{P_e S b_e}{1000 \rho u_a} \quad (14)$$

式中: S 为增程模式续驶里程,值为 400 km; b_e 为发动机最佳燃油消耗率,值为 230 kW · h; ρ 为汽油密度,值为 0.752 kg/L。

代入参数值计算得 $V = 32$ L。

2.3.3 发电机匹配

发电机额定功率 P_g :

$$P_g = \eta_g P_e \quad (15)$$

代入参数值计算得 $P_g = 21$ kW。增程器匹配的主要参数见表 6。

表 6 增程器主要匹配参数

参数名称	参数值	参数名称	参数值
类型	四冲程汽油发动机	类型	永磁同步电机
发动机 功率/kW	23	发电机 电压/V	317
油箱容积/L	32	功率/kW	21

3 建模与动力性仿真

3.1 建立整车模型

根据已知车型数据及参数匹配值,在Cruise仿真软件中搭建整车模型,如图5所示。

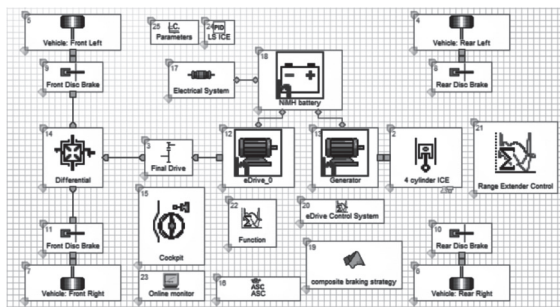


图5 整车模型

3.2 仿真分析

为了验证E-REV动力系统参数匹配的合理性,需对整车模型进行动力性仿真,仿真结果如图6所示:车辆以25 km/h行驶时,最大爬坡度为33.8%,满足最大爬坡度30%的设计要求;从0加速到100 km/h时,加速时间为10.76 s,车辆的最高车速为142.34 km/h。

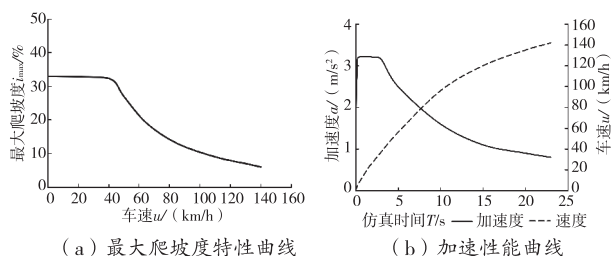


图6 动力性仿真图

4 结论

本文基于某款纯电动汽车,在其上增加辅助动力单元——增程器,形成E-REV。在对E-REV结构分析的基础上,根据整车基本参数及性能指标要求,对动力系统的关键部件驱动电机、蓄电池及增程器进行设计,通过计算对各部件的参数进行了匹配,然后在Cruise仿真软件中搭建整车模型,对动力性进行仿真。仿真结果表明:满足增程式电动汽车对动力性能指标的要求,参数匹配合理,可实现预期目标。

参考文献

- [1] 李永亮,黄英,王绪,等. 增程式电动汽车动力系统参数匹配及控制策略优化[J]. 汽车工程学报,2021,11(3):177-190.
- [2] 陈刚,廖新琼,林文强. 基于ADVISOR的低速增程式电动汽车动力系统参数匹配与仿真[J]. 制造业自动化,2019,41(9):24-27.
- [3] 杨兴旺. 增程式电动汽车动力系统参数匹配与控制技术研究[D]. 长春:吉林大学,2013.
- [4] LI J, WANG Y, CHEN J, et al. Study on energy management strategy and dynamic modeling for auxiliary power units in range-extended electric vehicles[J]. Applied energy, 2017, 194: 363-375.
- [5] 肖仁鑫,黄彪,贾现广,等. 增程式电动汽车参数匹配及控制策略多目标协同优化[J]. 昆明理工大学学报(自然科学版),2022,47(5):103-112.
- [6] 刘汉武,雷雨龙,阴晓峰,等. 增程式电动汽车增程器多点控制策略优化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2022, 52(8): 1741-1750.
- [7] 蔡振鲁. 增程式电动汽车动力总成参数匹配及控制策略研究[D]. 重庆:重庆理工大学,2021.
- [8] 周炜冬. 基于Advisor的增程式电动汽车性能仿真及试验研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2012.
- [9] 孙璐. 增程式电动汽车动力系统参数设计及控制策略研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨理工大学,2018.
- [10] 李凯. 增程式电动汽车控制策略开发与控制参数优化研究[D]. 西安:长安大学,2018.
- [11] 张建伟,李孟良,艾国和,等. 车辆行驶工况与特征的研究[J]. 汽车工程,2005(2):220-224.
- [12] 杨金星,周荣,乔维高. Plug-in混合动力电动汽车的研究分析[J]. 汽车工程师,2009(10):23-25.
- [13] 牛仁强. 增程式电动汽车动力系统建模及仿真优化研究[D]. 青岛:青岛大学,2018.

基金项目:2020年甘肃省高等学校创新能力提升项目(2020B-238);2020年度兰州工业学院青年科技创新项目(2020KJ-08)。

作者简介:李彦晶(1984-),汉,女,甘肃甘谷人,硕士,副教授,主要研究方向为汽车传动系统控制。

收稿日期:2022-10-24

基于 ANSYS 的密封腔体结构改进设计

王光越

(中国船舶集团有限公司第七一〇研究所,湖北 宜昌 443003)

摘要:水下电机是水下机器人上重要的推进设备。针对一款电机打压试验出现损坏的情况,分析了故障产生的原因,通过数字化设计,用 UG 建立了简化的三维模型,并利用 ANSYS 仿真的方式复现了故障现象,根据仿真的结果对铜端盖进行了改进设计,并重新进行了仿真,之后打压验证了设计的可行性。

关键词:UG 耐压结构 有限元

中图分类号:TH12

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)04-0021-04

Improved design of sealing cavity structure based on ANSYS

WANG Guangyue

Abstract: Underwater motor is an important propulsion equipment of underwater robots. Aiming at the damage of a motor in the pressurization test, the causes of the fault are analyzed. Through digital design, a simplified three-dimensional model is established by UG, and the fault phenomenon is reproduced by ANSYS simulation. According to the simulation results, the copper cover is improved and simulated again. Then the pressurization test verifies the feasibility of the design.

Keywords: UG, pressure withstand structure, finite element

0 引言

水下机器人是能够在海洋环境下代替人进行某种作业的自动控制装置。水下机器人包含导航系统、能源系统、推进系统及控制系统等^[1]。水下电机是推进系统的重要组成部分。

耐水压能力是水下设备工作的重要指标,随着机器人下潜的深度越来越大,水下密封壳体的耐压分析也越来越重要^[2]。ANSYS 是常用的有限元分析软件,可以进行静力学分析、瞬态动力学分析及流体分析等^[3]。UG 是常用的三维建模软件,提供了强大的零件建模及装配功能^[4],生成的模型可导入到 ANSYS 进行分析。

1 故障机理

1.1 故障现象

本款电机使用水深 300 m,设计耐压能力 3.6 MPa。铜端盖附近的密封腔体结构简图如图 1 所示。密封腔体左端出轴连接螺旋桨,右端与电机本

体相连。铜端盖外圆使用 O 形圈与安装座密封,内圆使用 O 形圈与电机出轴密封,水进入到密封腔内直接作用在铜端盖的 A 面上。

打压时将电机装配到位,整体放入到高压釜内,加外水压 3.6 MPa 进行外

压试验后,拆开电机密封腔体发现电机出轴处的铜端盖变形严重,边缘 4 个固定螺钉发生弯曲断裂,具体情况如图 2 所示。

1.2 故障原因分析

从打压之后的图片可以看出,铜端盖的外边缘变形严重,部分螺钉发生弯曲,甚至断裂,中心圆盘部位变形较小,因此,先对螺钉强度进行校核计算。铜端盖的具体尺寸如图 3 所示。

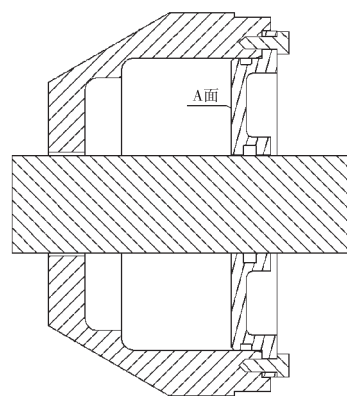


图 1 密封腔体模型



图2 密封腔体实物变形图

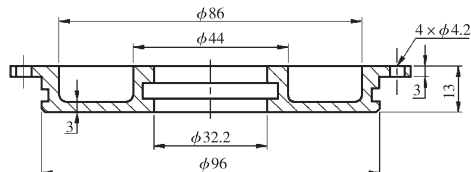


图3 铜端盖尺寸图(单位:mm)

根据图3分析,在3.6 MPa水压的作用下,铜端盖中心圆盘受力:

$$q = ps = 3.6 \times \pi \times (48^2 - 16.1^2) = 23114.3 \text{ N}$$

在进行螺钉强度校核计算时,先不考虑弯矩的作用。查机械设计手册可知,M4螺钉螺纹的应力截面积 A_s 为 8.78 mm^2 ;固定螺钉一共有4个,则单个螺钉的拉应力为:

$$\sigma = \frac{q}{4A_s} = \frac{23114.3}{4 \times 8.78} = 658.15 \text{ MPa}$$

远远超过了螺钉的屈服极限210 MPa,也超出了螺钉的最大抗拉强度520 MPa,因此螺钉发生严重弯曲甚至断裂。铜端盖的承力面主要是与4个固定螺钉的接触面,接触面较小,同时由于螺钉的弯曲导致铜端盖的外边缘受力发生严重的塑性变形,使铜端盖中心产生了较大的位移。

2 故障结构仿真分析

2.1 模型建立

考虑到UG建模的强大的能力,本文利用UG建立了电机密封腔体简化的三维模型,密封腔体三维模型如图4所示。

根据实验结果分析,铜端盖及安装螺钉发生了明显的塑性变形,这里采用非线性材料来进行静强度分析。其中,密封腔体的铜端盖为锡青铜,查机械设计手册,材料属性如下^[5]。

- 1) 材料:锡青铜 QSn6.5-0.1;
- 2) 抗拉强度: $\geq 315 \text{ MPa}$;

- 3) 密度: 8.75 g/cm^3 ;
- 4) 屈服强度:170 MPa;
- 5) 弹性模量:110 GPa;
- 6) 泊松比:0.3。

密封腔体的其他材料选择非线性不锈钢材料,屈服强度为210 MPa。电机密封腔体的网格模型如图5所示。

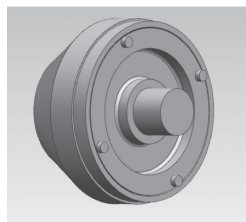


图4 密封腔体三维模型

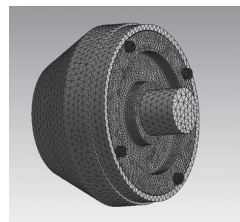


图5 密封腔体网格模型

2.2 故障结构仿真

经静力学仿真计算,并对计算结果后处理,得到电机密封端盖结构的等效位移-应力云图,具体分析结果如图6-图8所示。

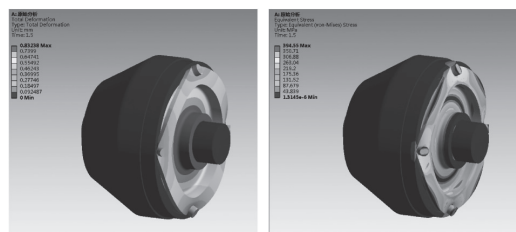


图6 密封腔体位移-应力云图

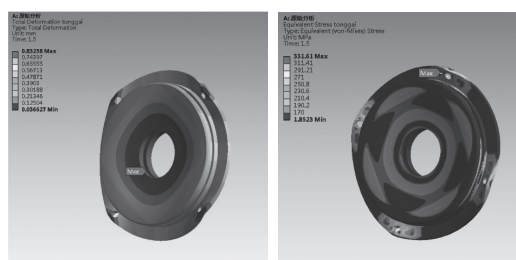


图7 铜端盖位移-应力云图

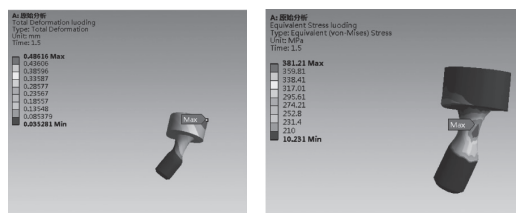


图8 螺钉位移-应力云图

2.3 故障结构仿真结果分析

从图6可以看出,密封腔体发生明显变形的部位在铜端盖和固定螺钉上,铜端盖的安装座及中心轴在安全范围以内。从图7可以看出,铜端盖最大应力为331.61 MPa,最大变形为0.83 mm,铜端盖超出屈服极限(170 MPa)的位置很多,铜端盖的中心及边缘均产生较明显的塑性变形,与实际打压铜端盖的变形情况一致。从图8可以看出,螺钉最大应力为381.21 MPa,最大变形为0.49 mm,超过材料屈服极限(210 MPa),呈环状分布,螺钉极有可能发生断裂,与实际打压试验中螺钉发生弯曲断裂相符合。

3 结构改进设计

3.1 改进结构分析

从仿真分析结果可知,在铜端盖的中心和边缘都产生了永久的塑性变形,说明铜端盖的薄弱点主要分布在两个部位:一是铜端盖中心太薄,在外水压作用下产生了较大的挠度;二是铜端盖边缘太薄,在水压作用下直接发生了翘曲变形。另外从仿真结果分析可知,螺钉发生了永久性的塑性变形,说明4个螺钉受力太大,在弯矩和拉力的作用下发生了弯曲,甚至断裂。

根据以上分析结果,主要从三方面进行改进设计:

- 1) 增加铜端盖中心板的厚度;
- 2) 增加铜端盖支撑边缘的厚度;
- 3) 增加铜端盖边缘固定螺钉的数量。

改进之后铜端盖的二维尺寸图如图9所示。

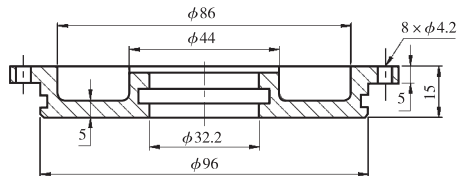


图9 改进后铜端盖尺寸图(单位:mm)

3.2 改进结构仿真

对改进之后的密封腔体重新进行静力学仿真计算,并对计算结果后处理,得到电机密封腔体的等效位移-应力云图,具体分析结果如图10-图12所示。

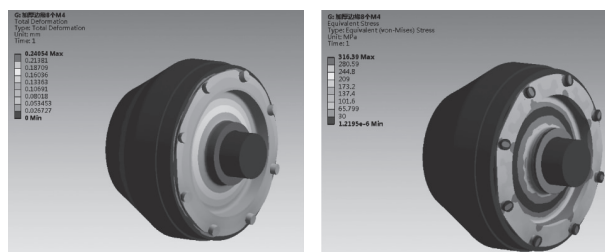


图10 改进后密封腔体位移-应力云图

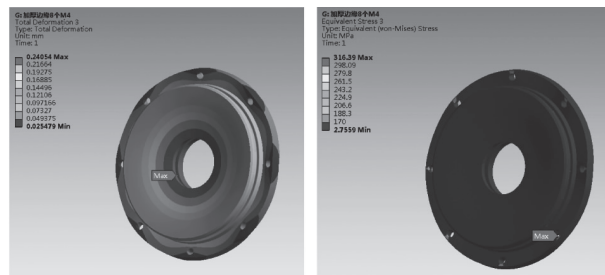


图11 改进后铜端盖位移-应力云图

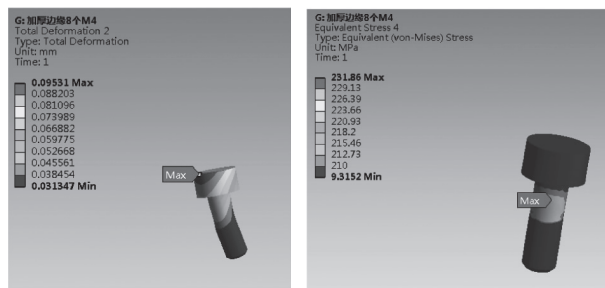


图12 改进后螺钉位移-应力云图

3.3 改进结构仿真结果分析

从图11中可以看出,铜端盖最大位移0.24 mm,最大等效应力为316 MPa,超出材料屈服极限(170 MPa)区域很小,主要是应力集中区域,发生在铜盖和螺钉的接触位置。螺钉最大等效应力228 MPa,超出材料屈服极限(210 MPa)区域主要是应力集中区域,最大位移0.095 mm,满足使用要求。

4 结论

- 1) 描述了故障发生的现象,分析了故障发生的原因;
- 2) 建立了故障结构电机密封腔体三维模型,进行了非线性静力学分析,得到了电机密封腔体各部位的位移应力云图,并对故障结构仿真结果进行了分析。

机器人关节电机设计与分析

金良宽^{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: 机器人关节电机是外骨骼机器人的核心部件, 需要满足体积小、效率高、功率密度高、温升低等要求。基于系统对电机的要求, 通常采用表贴式内转子永磁同步电机结构。针对该类型电机温升低的要求, 首先, 分析电机损耗的组成, 并采用 AnsysMaxwell 软件对电机进行优化设计; 其次, 采用 motorCAD 软件分析不同定子裂比下电机温升, 得出最优的定子裂比; 然后, 分析电机性能及温升; 最后制造样机并完成电机温升测试。通过仿真分析和实物测试, 各项性能满足外骨骼机器人关节电机要求。

关键词: 关节电机 外骨骼 损耗 温升

中图分类号: TM351; TM341

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)04-0024-04

Design and analysis of robot joint motor

JIN Liangkuan

Abstract: Joint motor is the core component of the exoskeleton robot, which needs to meet the requirements of small volume, high efficiency, high power density and low temperature rise. Based on the requirements of the system for the motor, the surface mounted inner rotor permanent magnet synchronous motor is usually used. In view of the low temperature rise requirements for this type of motor, firstly, the composition of motor loss is analyzed, and the optimization design of the motor is completed by using AnsysMaxwell software. Secondly, the motor temperature rise under different stator split ratio is analyzed by using motorCAD software, and the optimal stator split ratio is obtained. Then, the performance and temperature rise of the motor are analyzed. Finally, the prototype is manufactured and the motor temperature rise test is carried out. Through simulation analysis and practical test, each property of the motor meets the requirements for the exoskeleton robot joint motor.

Keywords: joint motor, exoskeleton, loss, temperature rise

0 引言

随着科学技术的发展, 机器人受到人们越来越

多的关注。其中, 外骨骼机器人在军事、医疗及工业等领域得到广泛应用, 机器人关节电机是外骨骼机器人的动力来源, 需要满足体积小、效率高、功率密

3) 根据故障结构的仿真分析对电机密封铜端盖进行了改进设计, 并对改进之后的密封腔体进行了非线性静力学分析, 验证了改进设计的可行性。

参考文献

- [1] 金克帆, 王鸿东, 易宏, 等. 海上无人装备关键技术与智能演进展望[J]. 中国舰船研究, 2018, 13(6): 1-8.
- [2] 朱邦俊, 万正权, 徐秉汉, 等. 半圆环壳型肋骨加强的耐压圆柱壳结构稳定性研究[J]. 船舶力学, 2005, 19(1): 79-83.

- [3] 刘江. ANSYS 14.5 Workbench 机械仿真实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.
- [4] 丁源. UG NX10.0 中文版从入门到精通[M]. 北京: 清华大学出版社, 2016.
- [5] 闻邦椿. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.

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

收稿日期: 2022-10-24

度高及温升低等要求。外骨骼机器人为操作者的人提供一种可穿戴的机械机构的综合技术,又称作“可穿戴的机器人”^[1]。人作为其操作者不能承受高温,而外骨骼机器人温升主要来自驱动电机自身损耗而产生热量,因此,研究外骨骼机器人关节电机损耗及温升具有较大的实用价值。

1 电机损耗研究分析

电机运行会产生损耗,而损耗以热能的形式散出,并成为电机内部的主要热源^[2]。电机损耗主要由铜耗、铁耗及杂散损耗组成,铜耗由电枢电流流过绕组引起的,铁耗由于电机内部磁场变化引起,杂质损耗又由风磨损耗和附加损耗组成。铜耗和铁耗可根据式(1)^[3]和式(2)计算,杂质损耗根据经验取电机输出功率的2%。

$$P_{cu} = m I^2 R \quad (1)$$

$$P_{Fe} = p_{10/50} B^2 f^{1.5 \sim 2} \quad (2)$$

式中: P_{cu} 表示铜耗; m 表示电机相数; I 表示相电流有效值; R 表示相电阻; P_{Fe} 表示铁耗; $p_{10/50}$ 表示 $B = 1\text{T}$, $f = 50\text{Hz}$ 时,单位重量内的损耗; B 表示磁密; f 表示电机电频率。

根据预估的电磁负荷,由电动机的功率和转速可选定电动机的 $D_i^2 L_{ef}$ ^[4],由于外骨骼电机受空间限制,电枢轴向长度 L_{ef} 及定子外进 D_o 为可选最大值。改变定子内径 D_i ,即改变定子内外径比例 $d = D_i/D_o$,降低电机损耗,优化电机设计^[5]。保证反电动势及输出转矩不变,改变定转子比例 d ,经过计算得到相关参数,如表1所示。

表1 不同定转子比例损耗分布

项目	定子裂比	铜耗/W	铁耗/W	总损耗/W	铜耗占比/%
1	0.725	10.48	7.6	18.08	58
2	0.7	9.13	8.2	17.33	52.7
3	0.68	8.05	8.6	16.65	48.3
4	0.62	7.65	8.26	15.91	48.1
5	0.6	8.04	8.04	16.08	50
6	0.54	8.05	8.24	16.29	49.4

图1是根据表1绘制的曲线图,从图中可看出:1)总损耗在定子裂比0.62时最小,为15.91W;2)随着定子裂比的增加,总损耗先降低,再呈现上升趋势;3)铜耗趋势与总损耗趋势一致,为先减小后增

加;4)铁耗随着定子裂比的增加,呈现先增加后减小的趋势。

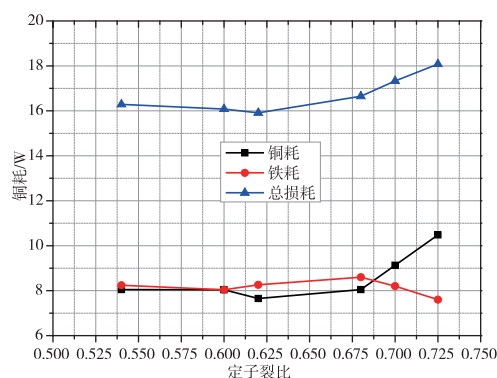


图1 不同定子裂比损耗分布曲线

2 电机温升研究分析

通过等效热路可以对电机温度分布进行分析,轴向热阻比径向热阻小得多,为简化分析,假设铁心中只在径向有热流。

$$Q_{th} = m C_p \Theta \quad (3)$$

式中: Q_{th} 表示储存在物体内的热量; m 为物体质量; C_p 为比热容; Θ 为由热量 Q_{th} 引起的温升^[6]。

图2为电机等效热路,等效热路中共有21个节点,其中节点表示电机损耗,用一个圆圈表示,圆圈内的数是节点号。与冷却流相连的热路为节点18到节点21。

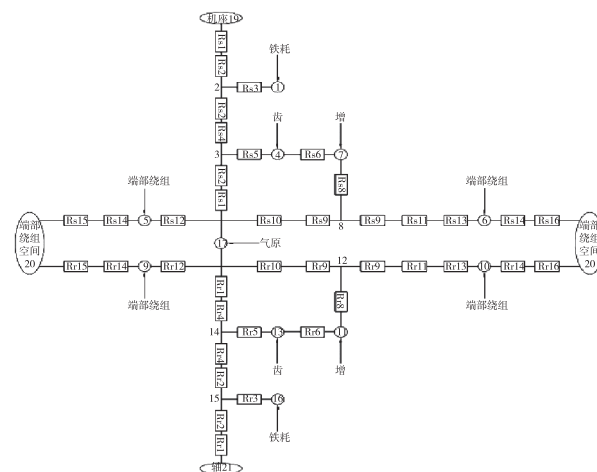


图2 电机等效热路

温度场分析分为稳态场和瞬态场,瞬态是指某一时刻的温度场,稳态则是温度场内任意一点的温

度不随时间变化而变化。结合外骨骼电机工况,对不同定子内外径比例进行稳态温升仿真,电机电枢绕组、机壳及磁钢温升如表 2。

表 2 不同定子内外径比例温度分布

项目	定子裂比	绕组温度 /℃	永磁体温度 /℃	机壳温度 /℃
1	0.725	107.6	103.1	87.4
2	0.7	102.2	98.3	83.8
3	0.68	97.8	94.3	80.7
4	0.62	94.3	91.1	78.2
5	0.6	95.6	92.2	79
6	0.54	96.4	93	79.7

图 3 是不同定子内外径比例电机温度分布曲线图,从图中可以看出:1)绕组温度最高,机壳温度最低;2)电机各部分温度趋势与电机总损耗趋势一致,随着定子裂比的增加,温度呈现先减小再增加的趋势;3)定子裂比为 0.62 时,电机稳态温度最低,机壳温度为 78.2℃,永磁体温度为 91.1℃,绕组温度为 94.3℃。

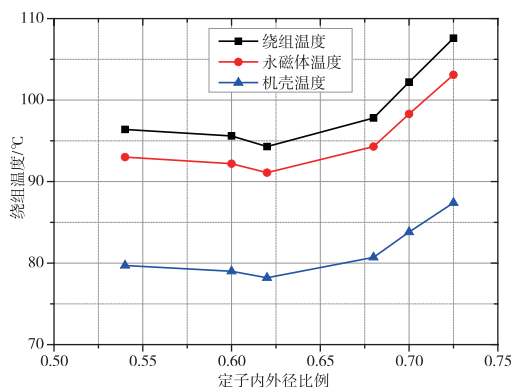


图 3 不同定子裂比温度分布曲线

3 电机性能分析

通过上述分析,电机性能保持不变,定子裂比为 0.54~0.65 时,电机总损耗及发热情况较好,结合工艺技术,定子裂比选用 0.6 时电机最优。本文以表 3 所示的电机性能参数进行电机设计与温升分析及验证。

图 4 是有限元仿真模型,电机极槽配合采用 20P18 槽。

表 3 电机参数

项 目	参 数
额定电压	48VDC
额定功率	117W
额定转矩	0.4Nm
额定转速	2800rpm

图 5 是空载线反电动势仿真值,有效值为 15.98 V。

图 6 是空载线反电动势谐波畸变率柱状图,3 次谐波畸变率为 0.02%,5 次谐波畸变率为 0.88%,7 次谐波畸变率为 0.28%,9、11 次谐波畸变率为 0.03%、0.02%,总谐波畸变率为 1.04%,反电动势正弦性良好。

采用电压源对本电机进行有限元仿真,图 7 是额定转矩仿真值,平均值为 407 mNm,转矩波动为 9.4 mNm(1.2%),额定转矩要求值为 400 mNm,本电机负载性能满足要求。

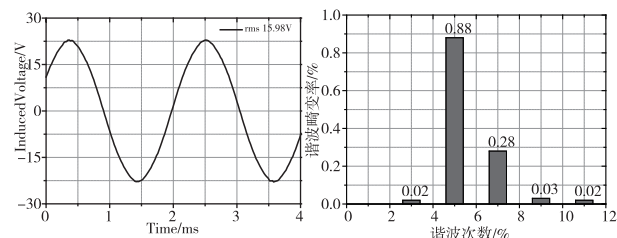


图 5 空载反电动势

图 6 谐波畸变率

图 8 是额定电流仿真值,有效值为 4.38 A,收敛后电流波形正弦性较好。

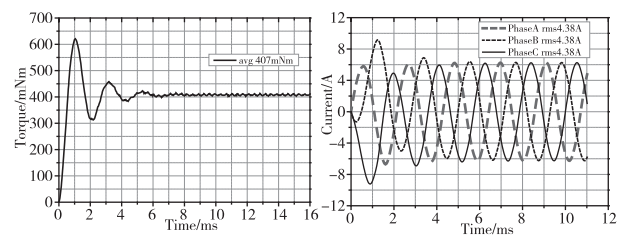


图 7 额定转矩波形图

图 8 额定电流波形图

根据系统安装结构及电机定子尺寸,开展电机结构设计,结构布置如图9所示。

4 电机温升校核

采用 motorCAD 对电机温升进行校核,输入铜耗为 8.5 W,铁耗为 8 W,杂散损耗为 2.3 W,环境温度为 20 °C,对本电机进行温度场仿真。

根据电机结构建立电机温度场仿真模型,设置电机运行工况及对应的损耗参数。图 10 为电机各部分温度曲线图和温度云图,机壳温度为 80.7 °C,绕组高温为 98.3 °C,磁钢温度为 94.4 °C。

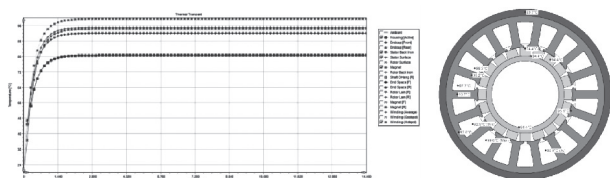


图 10 电机各部分温度分布

图 11 为电机轴向温度分布云图,电机轴向温度基本相等,机壳轴向温度相差 0.4 °C,绕组轴向温度相差 1.1 °C。

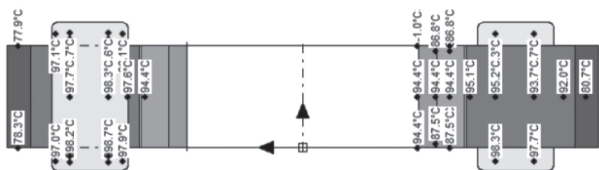


图 11 轴向温度分布云图

本电机绕组温度最高温度为 98.7 °C,磁钢温度最高温度为 94.4 °C,本电机漆包线选用 F 级(155 °C)绝缘,磁钢牌号 N45SH(150 °C),电机温升理论分析满足要求。

5 电机温升测试

为了测试电机温升,样机制造时在电机定子绕组内部镶嵌 PT1000 贴片式温度传感器,装配样机,然后测试电机在额定工况 0.4 Nm&2800 rpm 持续

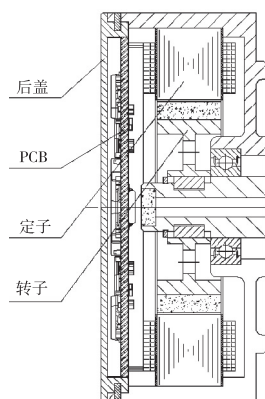


图 9 电机结构

运行时的温度,直至电机定子绕组温度达到稳定,图 12 为电机定子及总成实物图,图 13 为电机在额定工况持续运行时定子绕组温度变化曲线。



图 12 电机实物图

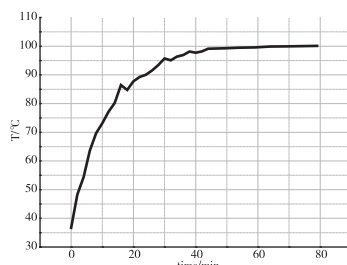


图 13 电机温升测试结果

从上述测试结果可知,电机在额定工况下持续运行,定子绕组稳态实测温度为 100 °C,与仿真结果基本一致。

6 结论

本文结合电机性能需求,设计电机额定转矩为 0.4 Nm,额定转速为 2800 rpm,额定电流为 4.38 A。通过对比不同定子裂比下电机总损耗以及温升,并结合工艺设计,得出定子裂比为 0.6,铜耗占比为 50%时,电机效率最高、电机设计最优的结论,最后制造样机完成电机绕组温升测试,确认实测结果与设计结果基本一致。相关设计方法可为外骨骼机器人关节电机的设计与开发提供参考。

参考文献

- [1] 柴虎,侍才洪,王贺燕,等. 外骨骼机器人的研究发展[J]. 医疗卫生装备,2013,34(4):81-84.
- [2] 姚光久,谷爱昱,江伟,等. 永磁直流电机温度场的分析与计算[J]. 电机技术,2016(6):9-13.
- [3] 王玉彬,孙建鑫. 分数槽集中绕组嵌入式永磁同步电机设计[J]. 电工技术学报,2014,29(5):70-76.
- [4] 唐任远. 现代永磁电机理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社,2016.
- [5] 徐玉婷. 四足机器人用关节电机设计与分析[D]. 杭州:浙江大学,2020:27-36.
- [6] 初振奎. 机器人用高过载永磁电机设计[D]. 沈阳:沈阳工业大学,2016:32-42.

作者简介:金良宽(1983-),本科,高级工程师,研究方向:电机技术。

收稿日期:2022-06-12

下部钻柱扭摆运动的力学特性实验研究*

易先中^{1,2}, 杨泽红¹, 马苏南¹, 陈 辉^{1,3}, 贺东旭^{1,4}, 乔少峰¹, 易 军¹

(1. 长江大学 机械工程学院, 湖北 荆州 434023; 2. 湖北省智能油气钻采装备企校联合创新中心, 湖北 荆州 434000; 3. 中国石油化工股份有限公司胜利油田分公司孤岛采油厂, 山东 东营 257200; 4. 中国石油化工股份有限公司胜利油田分公司桩西采油厂, 山东 东营 257237)

摘 要:国内钻柱扭摆减阻技术尚不成熟, 缺乏钻柱扭摆减阻的理论研究和试验数据的支撑。为此, 利用相似参数搭建扭摆运动钻柱力学特性试验平台, 通过试验分析了地面扭矩传递范围、反扭矩作用范围, 以及扭摆作用对载荷传递的影响、扭摆角度对载荷传递的影响、扭摆速度对载荷传递的影响。试验平台测试结果表明, 适当增加扭摆角度和扭摆速度有利于钻压平稳, 保持工具面稳定。

关键词:钻柱 扭摆运动 试验 相似原理

中图分类号: TE21

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)04-0028-05

Experimental study on mechanical properties of twist and swing of drill string

YI Xianzhong, YANG Zehong, MA Sunan, CHEN Hui, HE Dongxu, QIAO Shaofeng, YI Jun

Abstract: The drag reduction technology of drill string twist and swing in China is still immature, lacking theoretical research and experimental data support. Therefore, a test platform for the mechanical properties of drill string twist and swing is built with similar parameters. Through the test, the range of ground torque transmission, the range of reverse torque action, the influence of twist and swing action on load transmission, the influence of twist and swing angle on load transmission, and the influence of twist and swing speed on load transmission are analyzed. The results show that properly increasing the twist and swing angle and speed is conducive to the stability of the WOB and tool surface.

Keywords: drill string, twist and swing, test, similarity principle

0 引言

目前, 国外一些油服公司, 贝克休斯、威德福、斯伦贝谢、哈里伯顿等在美国能源部以及国际钻井协会的资金支持下, 基于扭矩控制原理, 以钻柱系统左右扭摆力学模型为基础, 开发出扭摆控制系统, 有效解决滑动钻井过程中存在的工具面快速定向和托压卡钻的问题^[1-2]。国内对滑动钻井技术中引入扭摆运动的研究还处于探索阶段, 相关理论基础和现场试验材料较少, 但是已经取得一些阶段性进展。易先中等提出钻柱扭摆滑动钻井技术的研究重点是分析钻柱扭摆运动和钻柱与井壁之间的相互作用规律^[3]。李智鹏等从减阻机理分析, 研究静摩擦转化成滑动摩擦的方法以及扭摆扭矩控制机理, 同时结

合顶驱扭摆减阻控制系统, 在此基础上, 研发一种扭矩控制系统^[4]。武广媛等提出一种通过弯角马达控制办法, 实现工具面自动控制的钻井系统, 开展相关室内试验, 初步研制成功^[5]。徐文等开发出顶部驱动和井下动力钻具联合控制的滑动钻井导向控制技术^[6]。李乾、汪兴明等从摩阻扭矩计算模型出发, 考虑了扭摆减阻工艺实施流程、有限刚体假设和Stribeck 摩擦模型的钻柱模型, 制定了扭摆减阻过程摩阻扭矩计算软件^[7]。为了完善钻柱扭摆三维力学模型, 谭天一考虑温度对摩阻扭矩计算的影响, 建立了考虑温度影响的扭摆减阻力学模型^[8]。白璟等结合钻柱与井壁间滑动摩擦的特点, 分析扭摆过程对上部钻柱系统和螺杆钻具反扭矩载荷传递的影响, 并且得出钻速较低时钻柱扭摆条件下钻压的传

递更平稳的结论^[9]。虽然国内针对扭摆减阻技术取得一些阶段性进展,但对滑动钻井作业中的扭摆减阻的影响因素缺乏理论知识,扭摆效果参差不齐,导致扭摆减阻不能在安全的前提下发挥最佳效果。本文通过相似参数搭建扭摆运动钻柱力学特性试验平台,研究了扭摆作用对载荷传递的影响、扭摆角度($\pm 229^\circ$ 、 $\pm 458^\circ$ 、 $\pm 688^\circ$)对载荷传递的影响、扭摆速度(± 20 r/min、 ± 40 r/min、 ± 60 r/min)对载荷传递的影响,为研究滑动钻井扭摆减阻技术提供参考。

1 钻柱扭摆试验相似参数推导

相似模拟试验前需要借助量纲分析法,推导扭摆运动钻柱力学试验的相似参数,将函数表达式无因次化,得到各试验参数的等效数值。相似理论是试验平台搭建的重要组成部分,在试验前进行相似参数的推导,是搭建试验平台与现场应用对比的基础,地面端采用伺服电机驱动,钻柱与井筒采用空心圆筒,忽略钻井液的影响,下部通过伺服电机提供扭矩,通过合理简化,将物理原型按照比例缩小,搭建扭摆作用下钻柱力学特性分析试验平台。改变变化参数(扭摆角度、扭摆速度),测试钻柱力学载荷传递的分布规律。扭摆运动下钻柱力学特性分析试验平台的相关物理量及因次如表1。

表1 水平段钻柱相关物理量及因次

钻柱物理量	公式转换	物理量因次
钻柱弹性模量 E	$E = F/A\varepsilon$	ML-1T-2
钻柱材料密度 ρ	$\rho = m/V$	ML-3
钻压 P , 井壁摩擦 f , 钻柱重力 G	$G = mg$	MLT-2
钻速 n	$n = 1/T$	T-1
极惯性矩 I_p	$I_p = \int AZ^2 dA$	L4

将表1中所含有的物理量写成一般函数关系式:

$$f = (l, m, \rho, F, I, \Omega) = 0 \quad (1)$$

式(1)中含有三个物理量因次 $[L]$ 、 $[M]$ 、 $[T]$, 其中 l, E, ρ 作为基本量,其因次表达式为:

$$\begin{aligned} [l] &= [L^{-1} M^0 T^0] \\ [E] &= [L^{-1} M^1 T^{-2}] \\ [\rho] &= [L^{-3} M^1 T^0] \end{aligned} \quad (2)$$

量纲分析法通过 l, E, ρ 这三个基本量,表示其

他三个物理量 Ω, I_p, F ,表达式如式(3)所示:

$$\begin{cases} \pi_p = \frac{I_p}{l^2 E^{y_2} \rho^{z_2}}, x_2 = 4, y_2 = 0, z_2 = 0, \pi_p = \frac{I_p}{l^3 \rho} \\ \pi_F = \frac{F}{l^3 E^{y_3} \rho^{z_3}}, x_3 = 2, y_3 = 1, \pi_F = \frac{F}{l^3 \rho} \\ \pi_\Omega = \frac{\Omega}{l^4 E^{y_4} \rho^{z_4}}, x_4 = -1, y_4 = \frac{1}{2}, z_4 = -\frac{1}{2}, \\ \pi_p = \frac{\Omega}{l^3 \rho} \end{cases} \quad (3)$$

通过相似参数的推导,如公式3所示,建立现场实际工况与室内模拟实验之间的相似依据,通过式(4)可以求得钻柱原型与实验模拟钻杆对应物理量之间的相似比例。

$$\begin{cases} n_l = \frac{l_{\text{现场}}}{l_{\text{试验}}} \\ n_E = \frac{E_{\text{现场}}}{E_{\text{试验}}} \\ n_\rho = \frac{\rho_{\text{现场}}}{\rho_{\text{试验}}} \\ n_F = \frac{F_{\text{现场}}}{F_{\text{试验}}} = n_l^{-2} n_E^{-1} \\ n_\Omega = \frac{\Omega_{\text{现场}}}{\Omega_{\text{试验}}} = n_l^1 n_E^{\frac{1}{2}} n_\rho^{\frac{1}{2}} \\ n_P = \frac{P_{\text{现场}}}{P_{\text{试验}}} = n_l^2 n_E^1 \end{cases} \quad (4)$$

式中: n_l 为钻柱原型与实验模拟钻柱的几何比; n_E 为钻柱原型材料与实验模拟钻柱材料的弹性模量比; n_ρ 为钻柱材料与实验模拟钻柱材料的密度比; n_F 为钻柱原型与实验模拟钻柱的对应载荷之比; n_Ω 为钻柱原型与实验模拟钻柱的转速比; n_P 为钻柱原型与实验模拟钻柱的钻压比。

在现场试验过程中,为了减小钻柱力学特性的误差,对现场参数按照相似参数进行缩小,以保证钻柱的力学特性不受影响。在试验过程中按照相似原理设计与现场相近似的物理模型,通过传感器等记录仪器记录模型力学参数变化及其影响因素。通过量纲分析法相似理论,推导出钻柱扭摆试验的相似参数,现场参数与试验参数之间的相似比例如表2所示。

表 2 钻柱现场参数与试验参数

参数	现场参数	试验参数	相似比例
l	4385m	4.385m	1000
E	200GPa	200GPa	1
ρ	7.8g/m ³	2.4g/m ³	3.25
F	50kN	50N	1000
Ω	20~60r/min	20~60r/min	1
P	50kN	50N	1000

2 钻柱扭摆试验装置设计

地面扭摆钻柱力学特性试验平台是通过 ABB 变频器控制顶部电机正反转,电机通过减阻机与转盘相连带动转盘运转,转盘与下部钻柱系统相连接,带动钻柱系统正反转。在钻柱系统旋转过程中,井筒为钻柱系统提供支撑力,同时下部电机提高反扭矩,等效替代井下钻柱系统摩阻。井筒设置石英砂材料模拟钻井摩阻。下部电机通过蜗轮蜗杆试验装置,为钻柱系统提供钻压,如图 1 所示,图中为钻柱扭摆试验主要装置及零部件,省略部分传感器等测量装置。

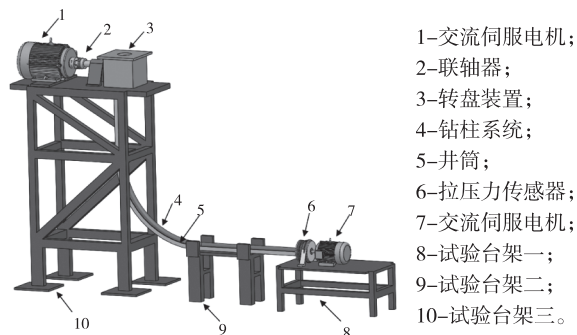


图 1 钻柱扭转摆动的试验平台

2.1 整体试验台架

钻柱扭摆整体试验台架整体采用钢结构,通过 45 号钢焊接而成,并配有安全扶梯。为了保证试验人员安全,所有电机控制器、变压器、空气开关均放置在配电箱中。钻柱扭摆整体试验台架分成三部分:地面电机试验部分、底部电机试验部分、井筒固定试验部分。整体试验台架共计长 5 m,高 2.5 m,两组电机均使用 380 V 电源输入。

2.2 钻柱-井筒模拟系统

钻柱-井筒模拟系统中,试验钻柱选用长度 4.385 m,直径 6 mm 的低密度聚乙烯圆管,试验井筒分成三段,竖直段 2.643 m、造斜段 0.469 m、水平段 1.273 m,总长度为 4.385 m,试验井筒为透明有机玻璃管,直径为 30 mm。试验过程中,钻柱放置在井筒内部,长度和钻柱系统保持一致。井筒通过固定夹具固定在试验台架上,井筒选择透明的有机玻璃圆管,钻柱两端设置转动标记,有助于观察试验过程中钻柱系统的运动情况和变化规律。

转盘扭矩控制系统可以控制电机的正反转、扭矩和转速大小,同时可以采集、显示、存储、输出信号,如图 2 所示。参数输入模块可以控制电机正反转,实现钻柱扭转摆动的周期性运转。电机控制模块负责交流通讯以及电机急停设置,保证试验安全。输出界面包括两部分:扭矩和电流输出曲线;工作频率、电机电流、电机扭矩和电机功率的实时显示。同时,转盘扭矩控制系统还能控制地面端的旋转伺服电机,控制钻杆的转动角度和转动速度,正反旋转的圈数可根据需求任意调整,不足一圈可用角度实现其功能。试验过程中,电机控制转盘周期性运动,然后带动地面钻柱系统往复扭转摆动,反馈得到井底钻压和下部转角值。

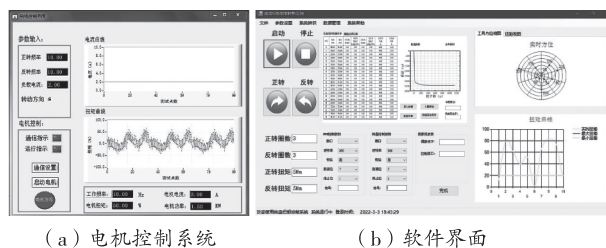


图 2 转盘扭矩控制系统

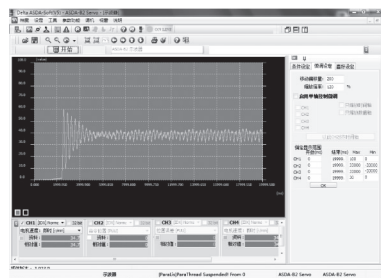


图 3 台架 ASDA-A2 控制系统

3 试验结果分析

3.1 滑动钻井过程载荷传递

为了对比常规滑动钻进过程与扭摆钻进过程的钻压变化情况,首先通过试验台架模拟常规滑动钻进过程,在滑动钻进过程中,整个钻柱向下滑动,钻柱不旋转,部分钻柱紧贴井壁,摩阻较大,钻压变化曲线如图4所示。

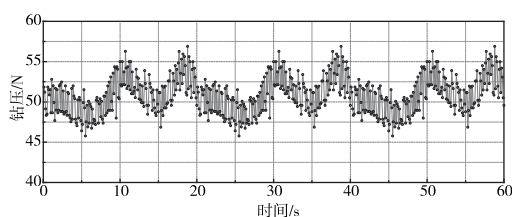


图4 钻压变化曲线

通过观察钻压变化曲线,钻压随着时间变化呈现阶跃性变化现象,钻压变化不平稳。试验结果表明,常规滑动钻进过程中,摩阻过大,粘滑卡钻现象严重。钻压波动较大,钻井过程不稳定。钻柱系统存在粘滑振动,有较为明显的钻头粘滞现象,钻井成本增高,不利于钻井效率。

3.2 扭摆角度对载荷传递的影响

在滑动钻进过程中,钻柱双向扭摆钻井,可以起到降摩减阻作用,提高钻井效率。但是扭摆钻井也会造成工具面的波动,影响井眼轨迹。为了分析扭摆角度对载荷传递的影响,对钻柱顶部施加扭转角度为 $\pm 229^\circ$ 、 $\pm 458^\circ$ 、 $\pm 688^\circ$,设定初始钻压为50 N,钻压变化曲线如图5所示。

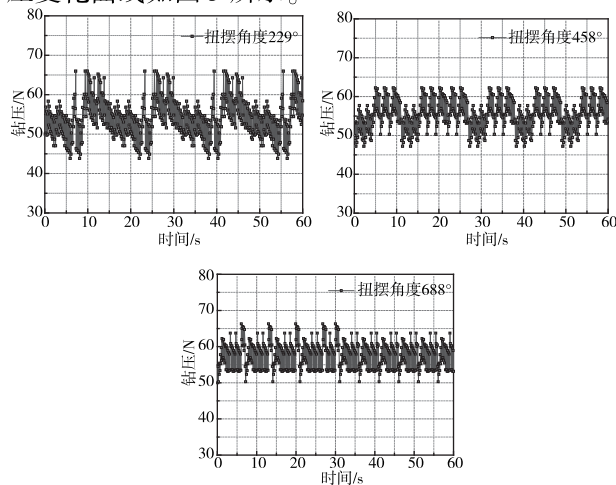


图5 不同扭转角度作用下钻压变化

当地面扭摆角度为 $\pm 229^\circ$ 时,钻压变化曲线呈现周期性跳动,不能解决钻柱单元弹性力和摩擦力的耦合作用下出现的粘滑振动现象。当扭摆角度增加 $\pm 688^\circ$ 时,钻压运转保持平稳,波动较小,有利于扭摆减阻过程中保持工具面的稳定。实验结果表明,扭摆角度过小,送钻过程不稳定,不利于井底破岩钻进,在扭摆过程中适当增加扭摆角度,在减小摩阻的同时,可以保持钻压稳定,更有利于钻井效率。

3.3 扭摆速度对载荷传递的影响

扭摆速度同样是扭摆作用下载荷影响传递的因素,为了研究不同扭摆速度对载荷传递的作用规律以及扭摆减阻的效果,与数值分析结果相对比,地面电机对上部钻柱系统施加三种不同扭摆速度(± 20 r/min、 ± 40 r/min、 ± 60 r/min),井底钻压变化曲线如图6所示。观察井底钻压变化曲线,钻压的变化表示工具面的波动以及载荷传递情况,钻压曲线平稳,说明地面减阻效果较好,在一定程度上抑制了粘滑现象,工具面波动范围较小。

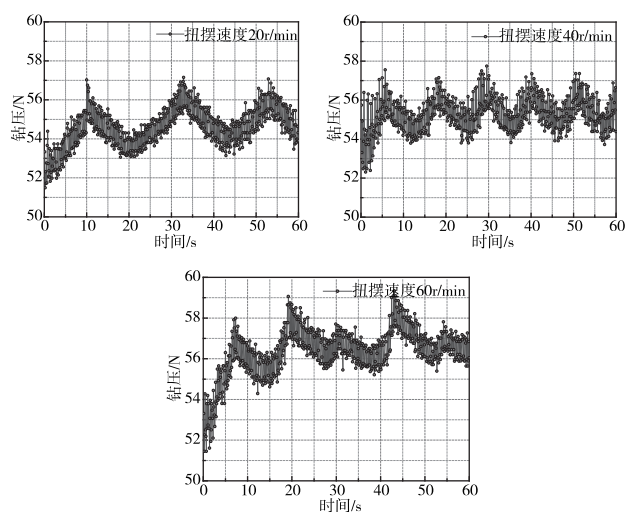


图6 不同扭转速度作用下钻压变化

设置滑动钻进过程中扭摆速度为 ± 20 r/min、 ± 40 r/min、 ± 60 r/min,通过井底钻压变化曲线发现,当扭转速度为 ± 20 r/min时,钻压波动比较剧烈,地面扭摆减阻效果差。当扭转速度为 ± 40 r/min时,钻压在运转一段时间后保持平稳,此时地面扭摆减阻效果较好,工具面波动范围较小。当扭转速度为 ± 60 r/min时,钻柱在井筒内转动比较剧烈,甚至带动井下工具面的转动,扭摆减阻效果差,为了钻柱系

统的使用,应该避免这种情况发生。实验结果表明,随着扭摆速度的增加,钻压的变化变得更加平滑,钻柱系统钻进过程更加稳定,粘滑振动更少。适当增加钻柱扭摆速度,可以起到扭摆减阻效果,同时保持工具面稳定,但是应该避免扭摆速度过大导致扭摆作用传递到井下波动工具面。

4 结论

1) 首先通过量纲分析法推导钻柱扭摆试验的相似参数,通过相似参数搭建扭摆运动钻柱力学特性试验平台,该试验平台包括四大系统:驱动系统、钻柱-井筒模拟系统(井筒内径 30 mm,长 4.385 m,钻柱外径 6 mm,内径 4 mm,长 4.385 m)、数据测量系统、试验控制系统。

2) 为了研究钻柱扭转规律,设计了试验测试流程,通过试验分析了地面扭矩传递范围、反扭矩作用范围,以及扭摆作用对载荷传递的影响、扭摆角度($\pm 229^\circ$ 、 $\pm 458^\circ$ 、 $\pm 688^\circ$)对载荷传递的影响、扭摆速度(± 20 r/min、 ± 40 r/min、 ± 60 r/min)对载荷传递的影响。试验平台测试结果表明,适当增加扭摆角度和扭摆速度有利于钻压平稳,保持工具面稳定。

参考文献

- [1] MAIDLA E, HADI M. Understanding torque: the key to slide-drilling directional wells[C]//IADC/SPE Drilling Conference. OnePetro, 2004.
- [2] WICKS N, PABON J, AUZERAIS F, et al. Modeling of ax-

ial vibrations to allow intervention in extended reach wells [C]//SPE Deepwater Drilling and Completions Conference. OnePetro, 2012.

- [3] 李智鹏, 易先中, 陶瑞东, 等. 定向滑动钻进控制新方法研究[J]. 石油钻探技术, 2014, 42(4): 59-63.
- [4] 易先中, 李智鹏, 周元华, 等. 地面钻柱扭摆方法释放井下摩阻的研究进展[J]. 钻采工艺, 2014, 37(4): 73-76.
- [5] 武广璇, 何保生, 邓果. 工具面动态控制钻井系统的室内研究[J]. 石油机械, 2014, 42(9): 15-18.
- [6] 徐文, 刘新立, 马瑞, 等. 基于顶部驱动的滑动钻井导向控制技术[J]. 石油机械, 2013, 41(3): 27-30.
- [7] 李乾. 滑动钻进中顶驱扭摆减阻控制技术[D]. 北京: 中国石油大学, 2016.
- [8] 谭天一. 长水平段水平井摩阻扭矩预测与顶驱扭摆减阻技术研究[D]. 北京: 中国石油大学, 2018.
- [9] 白璟, 刘伟, 黄崇君. 四川页岩气旋转导向钻井技术应用[J]. 钻采工艺, 2016, 39(2): 9-12.

基金项目: 国家自然科学基金“地面旋转导向钻井新方法及其控制机理”(51974035, U1262108, U1762214); 湖北省重点研发计划项目“智能钻井多维动力集成钻具研发及应用”(2020BAB055)。

作者简介: 易先中(1963-), 男, 教授, 博士生导师, 现从事油气钻采机械及其智能化研究工作。

收稿日期: 2022-09-22

5A06 铝合金搅拌摩擦焊热流有限元分析

王聂龙, 张书权, 符书豪, 戈军委

(贵州航天天马机电科技有限公司, 贵州 遵义 563000)

摘要:大厚度铝合金板搅拌摩擦焊工程应用时常用双轴肩焊接工具焊接,而双轴肩焊接工具使用寿命较短、易磨损,铝合金厚板单轴肩搅拌摩擦焊在工程实践中具有重要意义。针对5A06铝合金厚板的单轴肩搅拌摩擦焊过程进行了热流有限元分析,建立了大厚度铝合金板热流仿真模型,分析了5A06铝合金焊接时温度场分布特征、焊接热循环曲线特征,焊接前进侧/后退侧热循环曲线及外加热源、冷源对搅拌摩擦焊温度场的影响。结果表明,单轴肩搅拌焊工具插入工件预热初期,轴肩产热占整个搅拌工具产热70%以上,前进侧和后退侧最高温度相差约40℃,同时施加热源和冷源时能够很好地限制板材底部热量的散失以及轴肩附近温度的快速升高,有利于焊缝质量的提升。

关键词:搅拌摩擦焊 5A06 铝合金 有限元分析 热流

中图分类号: TG456.7

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)04-0033-05

Finite element analysis of heat flow during friction stir welding of 5A06 aluminum alloy

WANG Nielong, ZHANG Shuquan, FU Shuhao, GE Junwei

Abstract: Friction stir welding of thick aluminum alloy plate often adopts the biaxial shoulder welding tool, which has a short service life and is easy to wear. Friction stir welding of aluminum alloy plate with single axial shoulder is of great significance in engineering practice. Taking a 5A06 aluminum alloy thick plate as the research object, we carried out finite element analysis of the heat flow of the single axial shoulder friction stir welding process, established a heat flow simulation model for the thick aluminum alloy plate, analyzed the temperature field distribution characteristics, the thermal cycle curve characteristics, the forward side/back side thermal cycle curves and the influence of extra heat/cold source on the friction stir welding temperature field. The results showed that when the single axial shoulder stir welding tool was inserted into the workpiece for preheating, the heat produced by the shoulder accounted for more than 70 % of that of the whole stirring tool, and the highest temperature difference between the forward side and the back side was about 40 °C. Adding extra heat source and cold source at the same time could well restrict the heat loss at the bottom of the plate and the rapid temperature rise near the shoulder, which was helpful to the improvement of the weld quality.

Keywords: friction stir welding, 5A06 aluminum alloy, finite element analysis, heat flow

0 引言

搅拌摩擦焊在焊接领域被誉为三十年最具创造性的发明,是一种优质高效、绿色、低成本、低变形的固相焊接方法,彻底解决了多种有色金属熔焊所带来的一系列问题,并逐步取代熔焊方式,已被广泛应用于航空、航天、电力、锂电池制造等领域^[1-3]。

对于大厚度铝合金板(厚度大于30 mm)的搅拌摩擦焊,为了保持焊接工件底部与顶部的差控制

在铝合金塑性变形温度范围内,目前国内多用双轴肩搅拌工具焊接,双轴肩摩擦焊头在焊接过程中搅拌针易磨损、折断,且使用寿命较短,而目前单轴肩一般用于薄板,以防止未焊透等缺陷,如果通过设备、工艺、搅拌工具等方面来实现大厚度有色金属材料的高质量单轴肩搅拌摩擦焊,具有重要意义。在焊前对单轴肩搅拌摩擦焊焊接过程进行仿真分析,可减少人力、物力消耗等,为搅拌摩擦焊焊接提供理论依据^[4-8]。

文中针对大厚度 5A06 铝合金板采用单轴肩搅拌摩擦焊特点,拟用有限元软件对焊接过程进行热流分析,分析起焊时搅拌工具及焊接工件的温度场、焊接前进侧/后退侧温度场、外加热源对搅拌摩擦焊的影响,旨在为实现大厚度铝合金板材的单轴肩搅拌摩擦焊接提供理论依据。

1 有限元模型

1.1 搅拌摩擦焊原理

FSW 是由耗材摩擦焊衍生而来的一种先进的轻金属连接工艺。该焊接方式继承了摩擦焊工艺的优点——固相、锻造的微观组织和优良的冶金连接,大大改善了常规方式焊接轻合金材料的焊接性,如图 1 所示,该方法采用旋转耐磨的搅拌工具,施加适当的顶锻压力,沿着焊道平动实现焊接。图中 p 为焊接压力、 n 为搅拌工具转速、 v 为横向移动速度。

FSW 本质上是利用搅拌工具轴肩、搅拌针与母材结合面之间金属摩擦热加热周围被封闭的金属,在搅拌工具搅动的作用下将前端被加热的金属转移到搅拌工具的后方并逐层堆叠,在随后的冷却过程中经过动态再结晶和扩散连接过程而形成焊缝。FSW 焊缝的表面成形机制主要表现为搅拌工具轴肩在平动和高速转动状态下的摩擦强制成形,见图 2 所示。

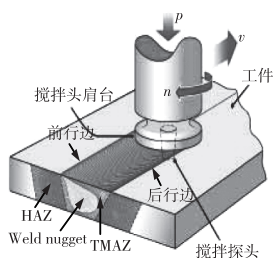


图 1 搅拌摩擦焊过程

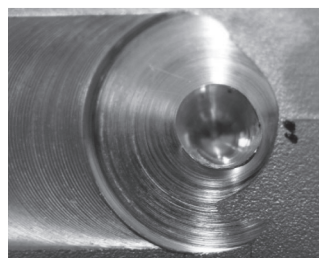


图 2 搅拌摩擦焊缝

1.2 几何模型

如图 3 所示,焊件材料选用 5A06 铝合金,搅拌摩擦焊头选用 4Cr5W5 热作磨具钢,焊件的三维几何模型尺寸为 300 mm×300 mm×70 mm。根据实际焊接情况,在搅拌工具与焊件装配时将起焊点距工件边界留 50 mm 的余量。

1.3 材料属性的定义

模拟过程中忽略搅拌工具在焊接过程中的磨损,将搅拌工具设为刚性体。在摩擦过程中还需设定焊接材料的性能参数,主要有比热容、密度、导热系数等,一般说来,它们

并不是常数,而是随着材料的组织状态和温度而变化,本研究中忽略材料密度随温升的变化,在计算中取为常数 2640 kg/m³。针对试验材料,查阅文献资料得出 5A06 铝合金的基本物理参数如表 1。

表 1 5A06 铝合金物理性能表

温度 T /℃	导热系数 k /(W/m·K)	比热容 c /(J/kg·℃)
25	117	920
100	121.4	921
200	125.6	1005
300	139.8	1047
400	138.2	1089

1.4 有限元网格的划分

为了兼顾较高的计算准确性和合理的计算效率,采用非均匀的网格划分,靠近焊缝的区域采用较密的网格,而远离焊缝区域采用较疏的网格,划分结果如图 4 所示,节点的数量为 6434 个,单元的数量为 28913 个,表面多边形的数量为 5918 个。

在铝合金板塑性成形数值模拟过程中,基于非线性有限元计算时设定网格质点和物质质点同时运动。过度的大变形会造成单元严重畸变,这与有限元数值模拟中要求的单元形状尽量与母单元的形状接近相违背。文中设置节点间的相互穿入深度为 0.7 mm 来控制运行中网格重划。

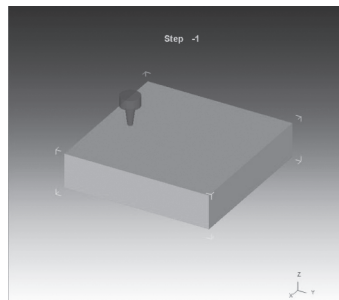


图 3 搅拌工具与焊接件模型

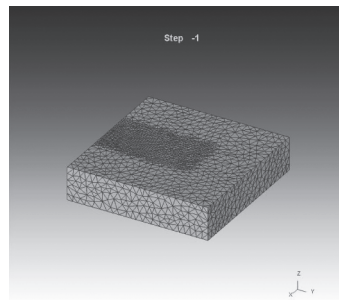


图 4 铝合金板有限元网格划分

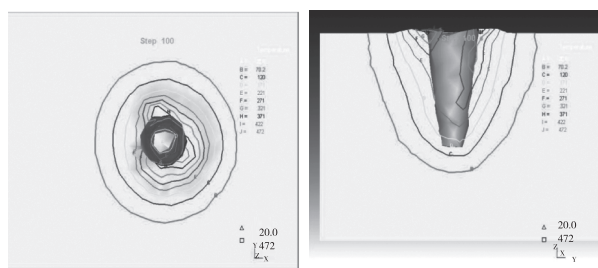
1.5 边界条件的确定

搅拌摩擦焊温度场的计算属于瞬态热分析,需要设定初始温度,在传热过程开始时物体整个区域中各点的温度已知,这是计算的出发点。本研究在空气中焊接,设定初始温度值为 20°C 。为了避免工件在模拟运动过程时的运动,需要定义工件的速度边界条件,设置工件在空间三维方向上的速度都为零。

2 有限元模拟结果与分析

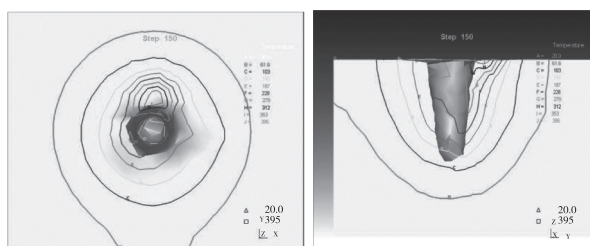
2.1 温度场分布特征

以5A06为研究对象,搅拌工具旋转速度为 $600\sim 750\text{ r/min}$,焊接速度为 30 mm/min ,顶锻力为1吨左右,搅拌工具要先以一定的下压速度压入工件,并停留一段时间,这一阶段是预热过程。图5为 10 s 时焊件温度分布云图,图6为 15 s 时焊件温度分布云图。



(a) 焊件水平方向上 (b) 焊件垂直方向上

图5 10 s 温度分布云图



(a) 焊件水平方向上 (b) 焊件垂直方向上

图6 15 s 温度分布云图

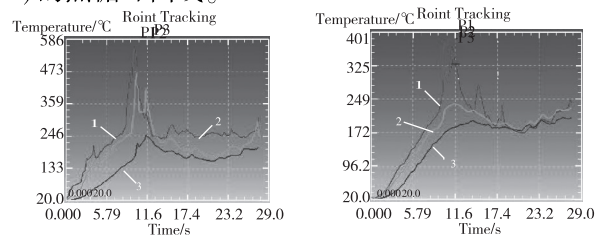
由图5和图6可知,最高温度集中在搅拌工具轴肩以下部分区域,高温在轴肩区域向四周扩散呈环形变化,但焊件大部分及焊接末端还处在低温状态(20°C 左右)。焊缝区域温度呈现上宽、下窄的锥形分布态势,其原因是在搅拌摩擦焊初期,搅拌针旋

入工件时,由于搅拌针的形状为锥形,上宽下窄,工件表面靠近轴肩处,始终受到搅拌针的剪摩擦力作用,而当搅拌针完全压入工件后,搅拌工具轴肩的产热占整个搅拌工具产热的大部分,而搅拌针只是在焊缝中原地旋转,金属塑性流动产热很小,可不考虑,轴肩摩擦产生的热量传导到中心需要一定时间,从而导致下面的高温区宽度窄于表面的高温区宽度。

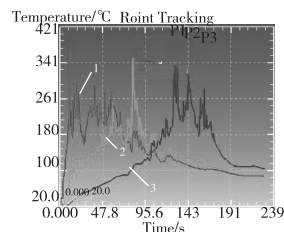
从图5和图6可看出,温度最高区域在轴肩范围内且仅在轴肩以下靠近上表面的一个小区域内。这就能很好的说明,在搅拌摩擦焊预热阶段,焊接热量的主要来源是搅拌工具轴肩与工件之间的摩擦生热,搅拌针的产热是较小的一部分,从而软化了金属,减小了材料的流动阻力,为后面搅拌工具的前进运动奠定了基础。

2.2 焊接热循环特征

距离起焊点位置 X 、 Y 及 Z (X 方向为焊接方向, Y 方向焊缝横向, Z 向为厚度方向)三个方向各选三个特征点,提取温度-时间曲线。起焊点坐标为 $(150, 70, 70)$ 。图7(a)为焊缝表面距离起焊点横向 Y 方向距离分别为 5 mm 、 10 mm 及 20 mm 的三个点1、2、3的热循环曲线;图7(b)为焊件厚度方向上的三个点1($135, 70, 70$)、2($135, 70, 60$)、3($135, 70, 50$)的热循环曲线;图7(c)为选择焊接方向上三个点1($140, 80, 70$)、2($140, 100, 70$)、3($140, 130, 70$)的热循环曲线。



(a) 沿Y方向三个点热循环曲线 (b) 沿Z方向三个点热循环曲线



(c) 沿X方向三个点热循环曲线

图7 各方向热循环曲线

由图 7 可知,在搅拌摩擦焊过程中,工件上各点的温度随着搅拌工具的移动所产生热源的作用而发生变化,温度随时间由低到高,达到最大值后,又由高到低的变化。从图 7(a)可知,随着 Y 向距离的增加,最高温度呈下降趋势;从图 7(b)可知,距离焊缝表面不同厚度处的最高温度是不同的,其原因是轴肩的摩擦产热是主要的热输入,而搅拌针的产热是很小的一部分,试件下部的热量主要是通过轴肩产热向下传导而获得的,故随着厚度的增加,温度逐渐下降;从图 7(c)可知,随着搅拌工具沿焊缝向前移动,3 个位置处的温度值依次从初始温度迅速升高到最高温度 350 ℃ 左右,然后又缓慢回复到初始温度附近。

2.3 前进侧和后退侧热循环曲线

为了分析前进侧和后退侧温度的差异,在焊接的某一中心点处前后 10 mm 的地方沿焊接方向在工件内部各取 3 个点,其坐标分别是(140, 70, 50)、(140, 100, 50)、(140, 150, 50)和(160, 70, 50)、(160, 100, 50)、(160, 150, 50),其温度随时间的变化曲线如图 8 所示。

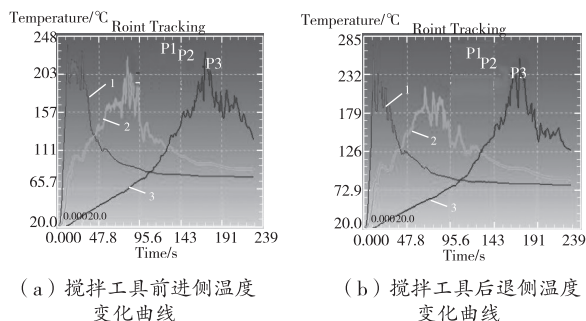


图 8 前进侧和后退侧温度变化曲线

从图 8 对比可以发现,前进侧和后退侧最高温度相差约 40 ℃,其原因是在焊接过程中,由于搅拌工具旋转在搅拌工具的后侧产生空腔作用,以及搅拌工具在前侧区域的搅拌前进运动所形成的楔形挤压作用,使前进侧直接搅拌区域附近的材料,沿轴肩和搅拌针的外表面被移动到搅拌工具后退侧,或者被逆时针挤压至搅拌工具的后方。而且在搅拌摩擦焊的焊接过程中,材料塑性流动所产生的热占能量很大的一部分,工件材料在搅拌工具的搅拌作用下绕过搅拌针向后退侧流动,带入一部分能量,因而造

成后退侧的温度稍高于前进侧的温度。

2.4 外加热源对搅拌摩擦焊温度场的影响

以下各图中图(a)均为平行于焊接方向焊缝中轴线纵截面温度分布图,图(b)均为垂直于焊接方向纵截面温度分布图。可见,当单独施加热源时,温度明显升高,最高可达 574 ℃,如图 10 所示;而当单独施加冷源时,温度明显降低,可降低到 312 ℃,如图 11 所示;当热源与冷源同时施加时,最高温度为 573 ℃,最高温度与单独施加热源时,相差不大,但搅拌工具附近温度明显比单独施加热源时低,如图 12 所示。这说明同时施加热源和冷源时,能够很好地限制板材底部热量的散失,并抑制轴肩附近温度的快速升高,故在生产实践中为防止轴肩附近温升过快,常加吹冷气装置。

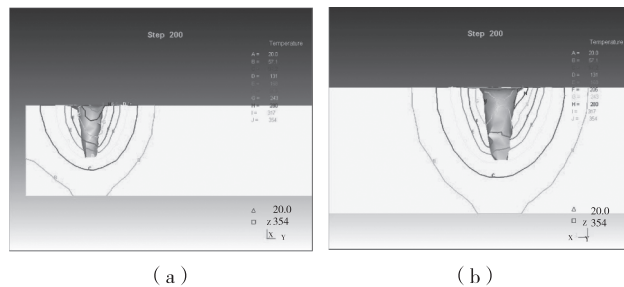


图 9 不加热源和冷源时铝合金板温度场

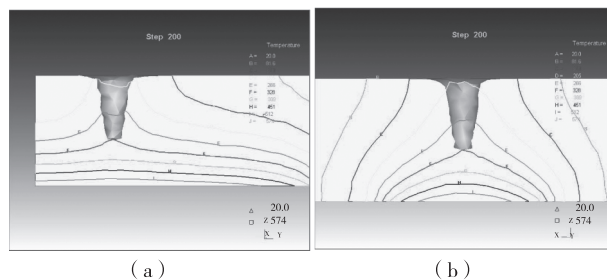


图 10 在板下表面加热源时铝合金板温度场

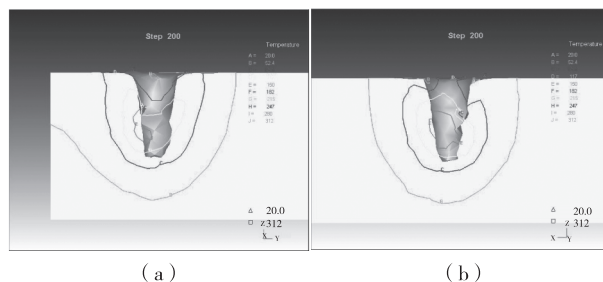


图 11 在上表面加冷源时铝合金板温度场

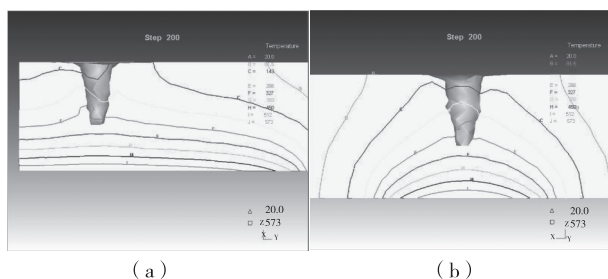


图 12 热源和冷源同时施加时铝合金板温度场

3 结论

1) 搅拌摩擦焊温度场在厚度方向上呈圆锥形分布, 焊接热量主要来源于搅拌工具轴肩与工件之间的摩擦生热, 搅拌工具轴肩产热占整个搅拌工具产热 70% 以上。

2) 前进侧和后退侧最高温度相差约 40 °C, 其原因是工件材料在搅拌工具的搅拌作用下绕过搅拌针向后退侧流动而带入一部分能量。

3) 搅拌摩擦焊温度场单独施加热源时, 温度明显升高, 反之单独施加冷源时, 温度明显降低; 同时施加热源和冷源时温度升高与单独施加热源时几乎无差别, 但施加冷源能够很好地限制板材底部热量的散失, 并防止轴肩附近温度的快速升高。

参考文献

- [1] 周文静, 许振波, 杜柏松. 铝合金搅拌摩擦焊温度场及残余应力场研究[J]. 兵器材料科学与工程, 2020, 43(3): 74-79.

- [2] 陈彦君, 朱平, 张秀娟, 等. 6 系铝合金板搅拌摩擦焊残余应力有限元分析[J]. 大连交通大学学报, 2019, 40(6): 93-97.
- [3] 万胜强, 吴运新, 龚海, 等. 2219 铝合金搅拌摩擦焊温度与残余应力热力耦合模拟[J]. 热加工工艺, 2019, 48(13): 159-163.
- [4] 刘景麟, 吕赞, 陈克鹏, 等. 静止轴肩对 FSW 温度与应力影响的数值模拟[J]. 精密成形工程, 2019, 11(3): 144-149.
- [5] 陈新华, 邱艳超, 张军. 5083 铝合金搅拌摩擦焊有限元研究[J]. 焊接技术, 2019, 48(1): 10-14.
- [6] JATA K V, SEMIATIN S L. Continuous dynamic recrystallization during friction stir welding of high strength aluminum alloys[J]. Scripta materialia, 2000, 43(8): 743-749.
- [7] RHODES C G, MAHONEY M W, BINGEL W H, et al. Effects of friction stir welding on microstructure of 7075 aluminum[J]. Scripta materialia, 1997, 36(1): 69-75.
- [8] 史清宇, 王细波, 康旭, 等. 搅拌摩擦焊温度场[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2010, 50(7): 980-983.

作者简介: 王聂龙(1994-), 男, 工程师, 研究方向: 搅拌摩擦焊工艺研究、航天地面装备制造工艺研究。

收稿日期: 2022-07-20

双排圆柱孔气膜冷却效率叠加特性数值研究

余 强^{1,2}, 赵 丹^{1,2}, 傅 景^{1,2}, 陈 剑^{1,2}

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 中小型航空发动机叶轮机械湖南省重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为了获得双排圆柱孔气膜冷却效率的叠加特性, 采用数值模拟的方法, 分别研究了孔排距、孔排排布方式以及吹风比对冷却效率叠加特性的影响, 并与经典的 Sellers 冷却效率叠加公式进行了对比。结果表明: 在顺排较大孔排间距下, 孔排气膜间的相互干扰影响较小, 数值模拟值与 Sellers 计算值相差较小, 但顺排小孔排距和叉排结构下, 数值模拟值与 Sellers 计算值相差较大, 较大吹风比下, 在孔下游区域, 气膜再次贴壁效果明显, 对近孔区冷却是不利的。

关键词: 圆柱孔 冷却效率 吹风比 气膜冷却

中图分类号: V233.5

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)04-0038-05

Study on superposition of film cooling efficiency of double rows of cylindrical holes

YU Qiang, ZHAO Dan, FU Jing, CHEN Jian

Abstract: To obtain the film cooling efficiency of double rows of cylindrical holes, numerical simulation method was employed to study the influence of film hole spacing, film hole arrangement and blowing ratio on the film cooling performance, and then the results were compared with the Sellers formula. The results showed that the interaction between the rows of holes was weak when the hole spacing was large, and the differences between simulation results and Seller formula results were small. However, when the hole spacing was small, the differences between numerical results and Seller formula results were large. When the blowing ratio was large, the film clung to the wall at the downstream, which was detrimental to the cooling effect near the holes.

Keywords: cylindrical hole, cooling efficiency, blowing ratio, film cooling

随着航空发动机朝着高推重比的方向发展, 涡轮前温度也在不断提高, 因此使得发动机的高温部件的工作环境越加恶化, 零件的寿命也急剧降低。为了解决该问题, 主要有两个手段, 一是发展耐高温材料, 二是提高冷却技术。但是发展高温材料的速度远远赶不上涡轮前温度的提高速度, 因此, 先进的冷却技术成为发展的重点。目前航空发动机叶片外表面典型的冷却方式为气膜冷却, 通常在叶片外表面布置多排气膜孔, 冷气从气膜孔出来以后在主流作用下紧贴壁面, 降低叶片表面的燃气温度。但是气膜的冷却效率不仅受气膜孔形状的影响, 还受孔排之间气膜的相互作用、气膜孔排布方式等的影响。前人也对多排气膜孔的冷却效率的叠加规律进行了

大量研究, 其中最早具有代表性的为 Sellers, Jr. 等^[1]在忽略前后级气膜相互干扰的情况下针对平板缝孔模型提出叠加原理, 研究表明, 对于二维缝孔, 该算法具有一定精度, 并且仅在较大孔排距和小吹风比下才适用。之后有不少研究者对该算法进行了进一步的研究与验证^[2-3], 主要针对气膜孔几何结构、吹风比等影响因素对平板上的多排气膜冷却效率进行了研究, 结果表明多排气膜孔的叠加效率受到单排气膜冷却效率及气膜之间相互干扰的影响, 对于平板上采用 Sellers 叠加计算公式计算叠加效率的准确性, 不同学者得到的结论也不尽相同, 叠加预测值比实验测量值偏高、偏低和接近的情况均有发生。朱惠人等^[4]通过实验研究了双排叉排簸

箕形气膜冷却效率。结果表明,较高吹风比下,用未加修正的 Sellers 叠加算法计算得到的叠加效率偏差较大,并得到了基于实验数据的 Sellers 叠加算法的修正公式。本文通过数值计算的方法研究了 Sellers 叠加算法在平板模型上双排圆柱气膜孔的适用性,并通过流场分析了其影响机理,丰富了相关内容,具有一定的参考价值。

1 计算模型

为了研究平板上双排圆柱孔气膜掺混特性与冷却效率叠加特性,本文采用数值模拟方法进行研究。计算模型如图 1 所示。由于计算模型具有周期性,为节省计算资源,通过设置周期性边界条件,并取一个周期单元进行计算。计算域由主流、二次流两部分组成。气膜冷却孔直径 $D=5\text{ mm}$,流向倾角 $\alpha=45^\circ$,长径比 $L/D=3$,其中,研究孔排距影响时为顺排结构,孔排距分别为 $S/D=5$ 及 $S/D=20$;研究排布方式的影响时,孔排距为 $S/D=5$ 结构;研究吹风比影响时,为孔排距 $S/D=5$ 的顺排结构。

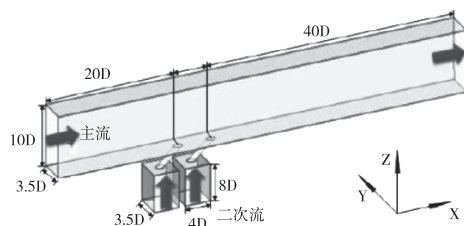


图1 平板上双排圆柱孔计算模型

网格采用 ICEM CFD 软件生成,为非结构化网格,气膜孔附近的网格示意图见图 2 所示,由于采用了增强壁面函数,对近壁面处设置了 10 层边界层网

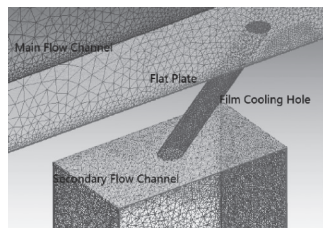


图2 气膜孔附近的网格分布

格,并对气膜孔内及近壁面附近的网格进行了加密处理。为保证网格无关性,进行了网格无关性验证,分别对网格数量 100 万、200 万、300 万进行了气膜冷却效率计算结果对比,结果见图 3,可以看到,200 万和 300 万网格数量下的计算结果基本一致,因此认为 200 万网格数量已经达到网格无关解的要求,

因此本文计算的网格数量均在 200 万左右。

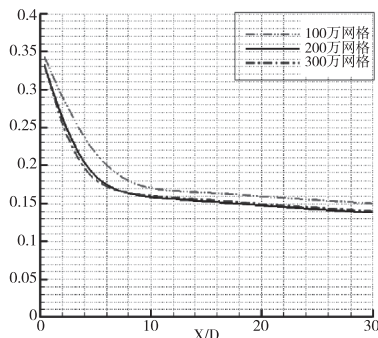


图3 各网格数量下的冷却效率分布曲线

本文计算的流体为理想气体,主流进口为速度进口边界条件,进口速度为 20 m/s ,入口雷诺数约 6300,主流温度为 303 K ,湍流度为 1% ,主流出口为压力边界条件,为 1 个大气压。二次流进口为质量入口边界条件,二次流温度为 330 K ,湍流度为 5% 。通过控制入口流量调整吹风比,各壁面为绝热壁面,因此得到的壁温为绝热壁温(近壁面流体的温度)。

气膜冷却效率一般定义为主流温度 T_g 、绝热壁面附近的流体温度 T_{aw} (绝热壁温)以及二次流温度 T_c 共同组成的量纲为 1 的参数。

$$\eta = \frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_c}$$

归一化温度定义为:

$$\Theta = \frac{T_g - T_f}{T_g - T_c}$$

其中, T_g 、 T_f 和 T_c 分别为热气体温度、流体温度、冷气体温度。

在 Sellers 的冷却效率叠加计算方法中,其基本模型是认为可以将前一级(第 $j-1$) 的气膜冷却绝热壁温作为本级(第 j 级)气膜冷却的自由主流温度来计算本级的气膜冷却效果,其一般形式如下:

$$\eta(x) = \sum_{j=1}^n \eta_j(x) \prod_{i=0}^{j-1} (1 - \eta_i(x))$$

式中, $\eta_i(x)$ 为第 i 排气膜单独存在时的气膜冷却效率。

2 计算结果分析

2.1 孔排间距的影响

当孔排距为 5 和 20、吹风比为 0.5 时,气膜孔

下游的冷却效率展向平均值沿流向的分布见图4。数值模拟结果与叠加算法计算值相比,在两种孔排距下均有一定差别,小孔排间距下,在第二排孔近孔区,数值模拟值与叠加公式计算值相差较大,但在远孔区,差别有减小的趋势,总体上,孔排距为20相比孔排距为5的结构,数值模拟值与叠加算法计算值相差较小。导致数值计算和叠加公式的结构差别的原因可能是,当顺排时,从图5可以看到,当孔排间距较小时,第二排孔近孔区域两股气流剧烈掺混,并且当第一排孔气流抵达第二排孔时,小间距下涡流的强度比大间距下的高,两股气流掺混后在涡流作用下气膜贴壁性降低,而Sellers叠加公式并未考虑这种因素的影响而加以修正。孔排间距较大时,第一排孔的气流抵达第二排孔时,在主流以及漩涡作用下动量已较充分耗散,漩涡强度降低,与第二排孔射流掺混后,第一排孔射流对第二排孔的影响较小,当两排孔的掺混影响较小时,Sellers叠加公式就能够较好地预测叠加效率,因此在大孔排距下,数值模拟结果与Sellers叠加公式得到的值的差别比小孔排距结构的小。

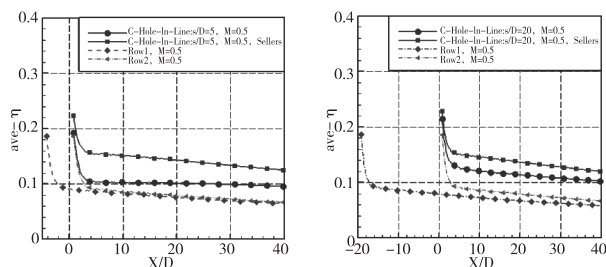


图4 不同孔排距下冷却效率展向平均值流向分布

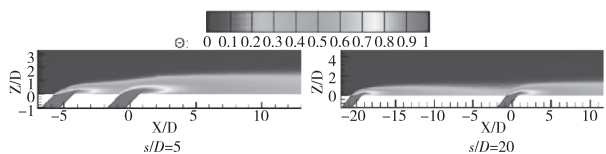


图5 沿流向归一化温度分布图

从图4还可以看到,Sellers叠加算法得到的冷却效率高于数值模拟值,但均高于单排气膜存在下的冷却效率,由于在顺排结构下,如前面分析,前排气膜对后排气膜有不利影响,而Sellers叠加公式以前一级气膜作为本级的主流计算得到,并未考虑这种不利影响因素,因此在顺排结构下,Sellers叠加公

式计算值会高于数值模拟结果

2.2 孔排布方式的影响

孔排距为5、吹风比为1.0时,气膜孔顺排和叉排结构的冷却效率展向平均值沿流向的分布见图6。叉排结构下,数值模拟值与叠加算法计算值差别稍低于顺排结构,原因是叉排结构两股射流形成的涡结构相互影响较小,每股射流之间在近孔区相互干扰较小,在远孔区,由于叉排结构的两排气流形成两对内卷对涡(图7),内卷对涡有利于气膜贴近壁面,因此增强了气膜在壁面的贴附性和增大了覆盖面积。从图7可以看到,在顺排排布方式中,后排气膜更易受到前排气膜的不利影响,使得孔后气膜厚度增大,气膜贴附性差,冷气利用率较低;而两排气膜交叉排布时,前后两排气膜间没有明显的重叠现象,第二排孔下游壁面附近的射流贴壁性较好,气膜间干扰较小,没有明显的叠加现象,第二排孔下游壁面附近的射流贴壁性优于顺排排布。

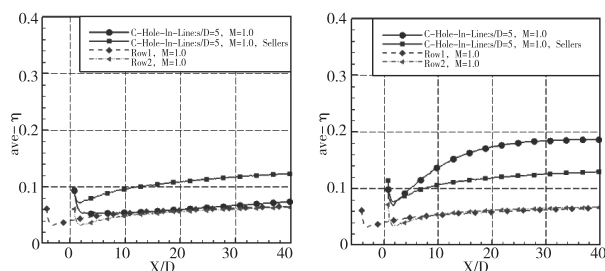


图6 不同排布方式冷却效率展向平均值流向分布

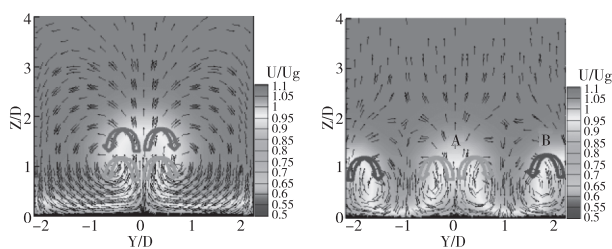


图7 顺排和叉排结构流向截面的速度矢量场

从图8可以看到,顺排结构下Sellers计算值高于数值模拟值,而叉排结构Sellers计算值低于数值模拟值,如前所述,由于顺排结构前排气膜对后排气膜有不利影响,降低了第二排气膜的覆盖效果,而叉排结构下,前排气膜形成的涡结构有利于第二排气膜的覆盖效果,而Sellers叠加公式未考虑这种影响

因素,因此顺排结构下 Sellers 公式计算值比数值模拟值高,叉排结构下则低于数值模拟值。

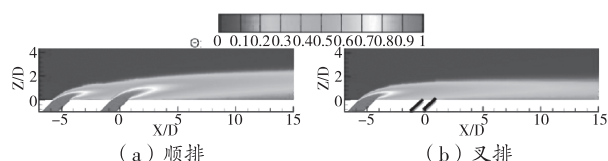


图8 沿流向归一化温度分布图

2.3 吹风比的影响

在不同吹风比下,叠加算法计算值与数值模拟值有一定区别,对于顺排结构,叠加算法得到的冷却效率与数值模拟值差别较大,原因可能在于圆柱孔顺排结构下两股射流掺混后的各种损失使得有效冷气比单排有较大降低,两个重叠的外卷对涡的抽吸作用使得第一排孔射流贴壁性更差,此时采用简单叠加算法就会产生一定偏差。在较大吹风比下,在近孔区是不利于冷却的,在远孔区,主流作用下使得有部分冷气向壁面流动,因此在远孔区出现了再次气膜覆盖的效果。

当吹风比较小时,经过气膜孔的气体质量流量较小,气体从气膜孔出来后,在主流的掺混作用下,能量快速耗散,此时前排气膜对后排气膜的影响较小,由于第一排气膜主要对第二排气膜有“抽吸”作用,因此小吹风比下,第一排气膜的快速能量耗散,使得“抽吸”作用导致第二排气膜加速脱离壁面的现象不明显。但吹风比较大时,气膜出流质量流量增加,形成的涡流的中心速度急剧增加,涡流的影响范围扩大,第二排气膜受第一排气膜的“抽吸”作用增强,因此在近气膜孔区域气膜脱壁现象加重,在远离气膜孔区域,随着射流动能耗散,在主流作用下,气膜被主流压回壁面,因此远孔区出现气膜冷却效率升高的现象。

从图9还可以看到,在吹风比为0.5和2.0时, Sellers 叠加公式计算值均高于数值模拟值。如前所述,顺排时前排气膜对后排气膜的覆盖效果有不利影响,因此无论吹风比是0.5还是2.0,顺排结构下 Sellers 公式计算值均低于数值模拟值,当吹风比较小时,无论两排气膜单独存在时,还是叠加作用,气膜的贴壁性都较好,整体叠加冷却效率比大吹风比下高。在大吹风比2.0时,单排气膜和两排叠加气

膜脱离壁面严重,因此无论单排气膜冷却效率还是叠加效率均较低,本文中 Sellers 叠加公式用的单排气膜冷却效率仍为数值模拟值,叠加效率为公式计算值,因此当大吹风比时,数值模拟值与 Sellers 公式计算值绝对值相差较小。

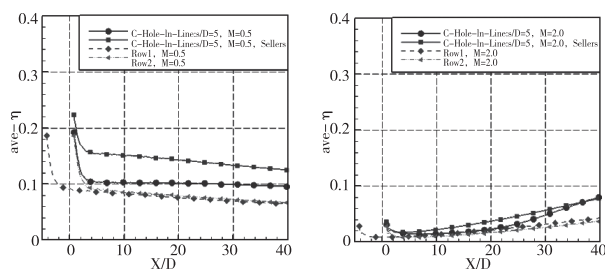


图9 不同吹风比下冷却效率展向平均值流向分布

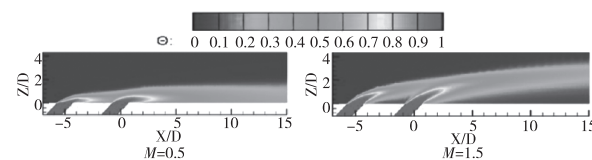


图10 沿流向归一化温度分布图

3 结论

(1)孔排距对 Sellers 叠加计算公式的准确性有一定影响,顺排小孔排距下两排气膜孔的气流相互干扰比较剧烈,大孔排距下,前排气膜孔与主流充分掺混后对后排气膜孔影响较小, Sellers 叠加公式在顺排大孔排距下能够较好预测叠加效率,但冷却效率预测值偏高。

(2)气膜孔的排布方式对 Sellers 叠加公式的准确性有一定影响,顺排结构下,前排气膜孔的射流对后排气膜具有抽吸作用,使得第二排气膜更容易脱离壁面,而叉排结构下前排气膜有利于后排气膜的贴壁性, Sellers 叠加公式对于顺排结构,冷却效率预测值偏高,而叉排结构偏低。

(3)对于顺排结构,无论大吹风比还是小吹风比, Sellers 叠加公式预测值均偏高。大吹风比下,单排和双排气膜冷却效率均较低,因此出现大吹风比下 Sellers 叠加公式的冷却效率预测值与数值模拟值绝对值相差较小的结果。

脉冲爆震涡轮盘腔温度特性试验分析

赵丹^{1,2}, 陈剑^{1,2}, 余强^{1,2}, 凌季^{1,2}, 吕学敏^{1,2}

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 中小型航空发动机叶轮机械湖南省重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘要: 为了研究爆震波对涡轮盘腔内温度特性的影响, 通过试验方法测量了爆震室工作在不同频率脉动来流下所模拟的涡轮各腔室内的温度随时间的变化特性。结果表明: 爆震波对 3 个腔内温度影响较小, 不存在燃气大量入侵造成腔内超温, 影响涡轮正常工作的问题; 在脉冲爆震试验中, 适当增大分气量对腔内温度变化基本没有影响。

关键词: 爆震 涡轮盘腔 温度特性 试验方法

中图分类号: V231.2

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)04-0042-04

Experimental analysis of temperature characteristics of pulse detonation turbine disk cavity

ZHAO Dan, CHEN Jian, YU Qiang, LING Ji, LYU Xuemin

Abstract: In order to study the effect of the detonation wave on the temperature characteristics in the turbine disk cavity, we measured the temperature variation characteristics with time in the simulated turbine chambers when the detonation chamber worked under different frequency pulsation flows. The results showed that, the detonation wave had little effect on the temperature in the three cavities, and there was no problem of overheating in the cavity caused by a large amount of gas backflow and affecting the normal operation of the turbine. In the pulse detonation experiment, the appropriate increase of the gas distribution had little effect on the temperature change in the cavity.

Keywords: detonation, turbine disk cavity, temperature characteristics, experimental method

脉冲爆震涡轮发动机既具有爆震燃烧效率高、自增压等特点, 又具备旋转机械能量转化率高的优势, 有望满足未来高性能飞行器对动力装置的要求,

为我国下一代燃气轮机研制提供新途径^[1]。Rasheed 等人^[2-7]建立了 8 管脉冲爆震燃烧室与大尺寸单级轴流涡轮相互作用综合试验系统, 针对多

参考文献

- [1] SELLERS JR J P. Gaseous film cooling with multiple injection stations[J]. AIAA journal, 1963, 1(9): 2154-2156.
- [2] KHALATOV A A, BORISOV I I, DASHEVSKY Y J, et al. Flat-plate film cooling from a double jet holes: influence of free-stream turbulence and flow acceleration[J]. Thermophysics & aeromechanics, 2014, 21(5): 545-552.
- [3] NATSUI G, VOET M T, LITTLE Z, et al. Hydrodynamic measurements throughout a flat plate multi-row film cooling array with inclined holes[C]//Turbo Expo: Power for

Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2016: V05CT19A007.

- [4] 朱惠人, 郭涛, 许都纯. 双排簸箕形孔气膜冷却效率及其叠加算法[J]. 航空动力学报, 2006, 21(5): 814-819.

作者简介: 余强(1989-), 男, 重庆铜梁人, 硕士研究生, 工程师, 研究方向: 航空发动机空气系统及传热。

收稿日期: 2022-08-11

管脉冲爆震燃烧室 (Pulse Detonation Combustor, PDC) 之间的相互影响进行了研究。结果表明, PDC 与涡轮之间的相互作用会影响多管顺序点火的工作稳定性。

本试验将脉冲爆震涡轮发动机核心机的涡轮盘腔室简化为静止腔, 开展各腔室温度特性试验研究。测量爆震室工作在 17 Hz、25 Hz、31 Hz 时脉动来流下所模拟的涡轮各腔室内的温度随时间的变化特性, 为核心机试验和后期发动机空气系统设计提供依据。

1 试验系统

试验系统包括供气系统、供油系统、单管回流脉冲爆震燃烧室、点火系统、冷气供给系统和数据采集系统, 如图 1 所示。

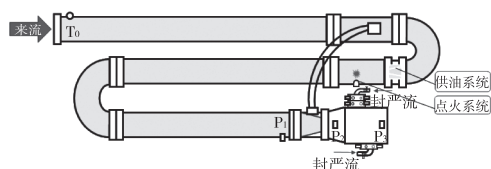


图1 单管封严试验系统

试验件模型如图 2 所示。实际脉冲爆震发动机是 8 管回流脉冲爆震燃烧室, 而此次是想通过单管试验对涡轮盘腔室的压力特性进行初步研究, 所以对实际涡轮盘腔室体积进行 1/8 折算得到 AI、AII 及 B 3 个腔室, AI 和 AII 模拟涡轮盘前腔, B 模拟涡轮盘后腔。AI 与 AII 腔由缝板隔开, 缝长 25 mm, 宽 0.2 mm, 间距 16 mm, 缝板厚 2 mm。AII 和 B 两腔均通过弦长 36 mm, 宽 1 mm, 间距 8 mm 的缝与测试段主体相连通。上述各腔室体积及缝宽均根据发动机实际尺寸进行折算。试验件中 AI、AII 过渡到 B 腔的流道型线是收缩形的, 用来模拟实际情

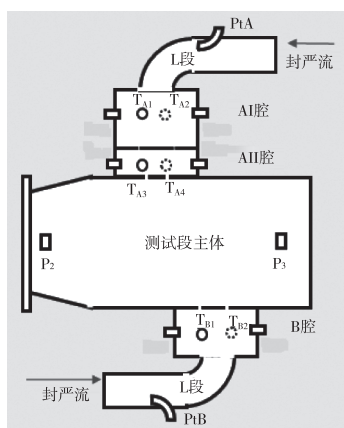


图2 试验模型及温度传感器布置示意

况下主流燃气经过一级转子叶片压力下降而设计的。收缩形流道型线如图 3 所示。

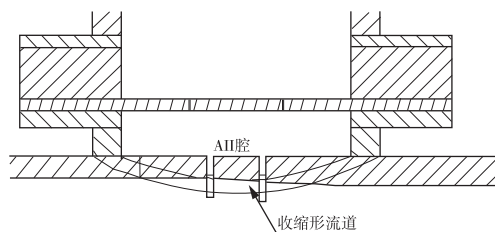


图3 收缩形流道示意图

在爆震室出口设置有压力测点 P_1 , 爆震室出口排气与放气段放气一起进入封严测试段。封严测试段主体沿来流方向依次设有压力测点 P_2 、 P_3 , 且 P_1 、 P_2 和 P_3 均装有压电式压力传感器。放气段放气与爆震室出口喷管之间通过金属软管相连, 金属软管有两种规格, 内径为 18 mm 和 26 mm, 单次试验选择其中一种。

AI 腔内设有温度测点 T_{A1} 、 T_{A2} , 其上分别装有热电偶 1、2; AII 腔上设有温度测点 T_{A3} 、 T_{A4} , 其上分别装有热电偶 3、4; B 腔上设有温度测点 T_{B1} 、 T_{B2} , 其上分别装有热电偶 5、6。热电偶 1 与 2、3 与 4、5 与 6 均对称布置, 1、3、5 在一侧, 2、4、6 在另一侧, 用以监测各腔内的温度。使用 K 型热电偶进行测量, 测量误差为 ± 0.75 t, 热电偶测温数据通过 Net Scanner TM 9046 型温度扫描阀进行采集, 采样频率为 100 次/s。

2 试验流程

本次试验工况设置见表 1。

表 1

工况设置

参数	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
	17Hz-DN18	17Hz-DN26	25Hz-DN26	31Hz-DN26
频率/Hz	17	17	25	31
来流标况流量/(m ³ /h)	750	720	1300	1200
来流温度/℃	80	90	190	190
放气掺混管内径/mm	18	26	26	26
A 腔封严压力/MPa	0.375	0.371	1.212	1.189
B 腔封严压力/MPa	0.064	0.037	0.193	0.197

(1) 先进行封严引气测试, 调整供气瓶数及减压阀开度, 将封严气调整到所需压力保证所测时间

内所需特定压力的封严气的稳定供给;

(2)将来流加热到指定工况,打开封严气电磁阀,当数采仪所示封严气压力稳定后,爆震室点火开始工作,全程由压力温度采集系统进行数据采集。采集结束时间由封严腔内温度决定,当腔内温度在爆震燃气及封严冷气共同作用下趋于稳定,爆震室停止工作并关闭封严气电磁阀,单个工况试验结束;

(3)调整来流压力、温度、封严气压力,进行下一个工况点测试。

3 试验结果分析

本试验在同一个腔内同一高度对称布置了两个温度测点。通过测量爆震波冲击前后腔内的温度变化,反映通过间隙后,在封严气的作用下,爆震波对腔内温度的影响。

图4展示的是工况1(17Hz-DN18)腔内各测点温度变化曲线图。

如图4,来流加热至80℃,AI腔内温度测点 T_{A1} 、 T_{A2} 温度分别为30.4℃、31.4℃,AII腔内的温度测点 T_{A3} 、 T_{A4} 温度分别为48.6℃、

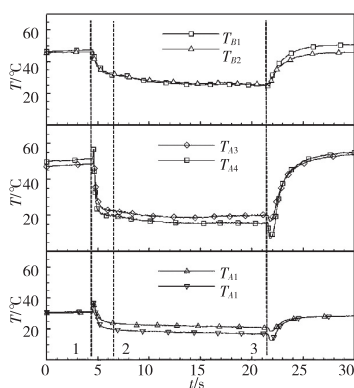


图4 工况1腔内各测点温度

51.4℃,B腔上温度测点 T_{B1} 、 T_{B2} 温度分别为47.1℃、46.3℃。在图中1所示时刻打开封严冷气,腔内温度开始骤降,封严气由高压空气罐经减压阀减压后提供,实测室内温度10.5℃作为封严空气总温。认为图中1时刻之后开封严冷气的瞬间温度突升是噪声干扰。约2秒后等到封严冷气总压稳定,点火,爆震室开始工作,如图中2时刻。此后,在爆震燃气及封严气共同作用下,腔内温度缓慢下降,一段时间后趋于稳定。稳定时AI腔内实测温度 T_{A1} 、 T_{A2} 分别为21.1℃、17.2℃,AII腔内实测温度 T_{A3} 、 T_{A4} 分别为20.0℃、15.6℃,B腔内实测温度 T_{B1} 、 T_{B2} 分别为25.1℃、25.4℃。图中3时刻停止点火,爆震室不工作,AI腔入口总压远高于测试段主体狭缝附近的气压,封严冷气大量灌入使得AI腔内温度

下降明显,AII腔内温度略有下降,之后关掉封严气,腔内温度在来流作用下再开始回升。

图5-图7展示的分别是工况2-工况4腔内各测点温度变化曲线图,数据汇总见表2。

由表2可知:

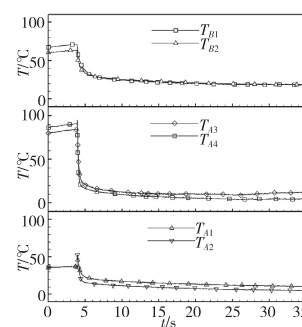


图6 工况3腔内各测点温度

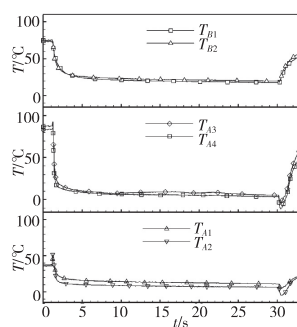


图7 工况4腔内各测点温度

图5 工况2腔内各测点温度

(1)引入AI、B两腔的来流总温均为10.5℃,在封严气及爆震室工作时,仅从腔内所测得的温度而言,4种工况下温度均在0~30℃,AI、AII、B三腔内温度接近常温,即在爆震燃气与封严冷气共同作用下,腔内温度迅速降低,不存在燃气大量入侵造成腔内超温,影响工作的问题。

表2 不同工况下的各测点温度

实测温度	工况1 (17Hz-DN18)		工况2 (17Hz-DN26)		工况3 (25Hz-DN26)		工况4 (31Hz-DN26)	
	○	◎	○	◎	○	◎	○	◎
	80	90	190	190	190	190	190	190
$T_{B1}/^{\circ}\text{C}$	30.4	21.1	29.9	20.4	37.0	10.8	36.2	11.2
$T_{A1}/^{\circ}\text{C}$	31.4	17.2	30.3	16.6	37.4	5.1	37.8	6.7
$T_{A2}/^{\circ}\text{C}$	48.6	20.0	49.7	20.6	84.3	12.1	83.8	5.0
$T_{A3}/^{\circ}\text{C}$	51.4	15.6	54.6	16.2	90.9	4.4	88.0	3.8
$T_{A4}/^{\circ}\text{C}$	47.1	25.1	48.7	26.6	71.1	18.4	75.5	18.2
$T_{B1}/^{\circ}\text{C}$	46.3	25.4	45.5	26.1	63.5	19.0	73.6	20.0
$T_{B2}/^{\circ}\text{C}$								

注:(1)○爆震室不工作(来流加热)+无封严气;◎爆震室工作+封严气;(2)测量误差为 $\pm 0.75\%|t|$,即为所测摄氏温度绝对值的正负0.75%。

(2) 由于 AI 腔直接与封严气相通, 且与爆震室之间还间隔有 AII 腔, 在爆震室工作后其腔内温度 (T_{A1} 、 T_{A2}) 应该最低, 但实际上所测结果显示平衡后腔内静温 T_{A3} 、 T_{A4} 温度普遍较低, 尤其是稳定后 T_{A4} 温度最低。观察发现 AI 腔容积约为 AII 腔的 4 倍, 且 AI 与 AII 腔之间的缝板流通面积为 72 mm^2 , 而 AII 腔与测试段主体相连通的狭缝流通面积仅为 10 mm^2 。故可能是 AII 腔内速度大且速度变化剧烈, 导致其腔内所测静温偏低。

(3) 对比工况 1 与工况 2: 适当增大分气量, 对腔内温度变化基本没有影响, 平衡后同一测点处两种工况下腔内温度相差不超过 1.5°C 。

(4) 对比工况 3 与工况 4: 在封严引气压力基本不变的前提下, 调节相应的油气, 当爆震室由 25 Hz 升频到 31 Hz , 在爆震燃气与封严气共同作用下, 平衡后腔室内同一测点的温度, 除 T_{A3} 测点相差 7.1°C , 其余测点温度变化不超过 1.6°C 。造成这一现象的原因可能是封严引气压力偏高, 可以通过下一步的对照试验进行验证。

4 结论

本文通过试验方法研究了爆震波对涡轮盘腔内温度变化的影响。主要得出以下结论:

(1) 爆震波对 3 个腔内温度影响较小, 不存在燃气大量入侵造成腔内超温, 影响工作的问题;

(2) 在脉冲爆震试验中, 适当增大分气量对腔内温度变化基本没有影响。

参考文献

[1] 张群, 范玮, 徐华胜. 中国脉冲爆震发动机技术研究现状及分析[J]. 航空发动机, 2013, 39(3): 18-22.

- [2] RASHEED A, FURMAN A, DEAN A J. Experimental investigations of an axial turbine driven by a multi-tube pulsed detonation combustor system [C]//Tucson: 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Joint Propulsion Conferences. AIAA, 2005.
- [3] RASHEED A, FURMAN A, DEAN A J. Wave attenuation and interactions in a pulsed detonation combustor-turbine hybrid system [C]//Reno: 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Aerospace Sciences Meetings. AIAA, 2006.
- [4] RASHEED A, FURMAN A, DEAN A J. Wave interactions in a multi-tube pulsed detonation combustor-turbine hybrid system [C]//Sacramento: 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Joint Propulsion Conferences. AIAA, 2006.
- [5] BAPTISTA M, RASHEED A, BADDING B, et al. Mechanical response in a multi-tube pulsed detonation combustor-turbine hybrid system [C]//Reno: 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Aerospace Sciences Meetings. AIAA, 2006.
- [6] RASHEED A, FURMAN A H, DEAN A J. Pressure measurements and attenuation in a hybrid multitube pulse detonation turbine system[J]. Journal of propulsion and power, 2009, 25(1): 148-161.
- [7] RASHEED A, FURMAN A H, DEAN A J. Experimental investigations of the performance of a multitube pulse detonation turbine system[J]. Journal of propulsion and power, 2011, 27(3): 586-596.

作者简介: 赵丹(1991-), 女, 陕西榆林人, 硕士, 工程师, 研究方向: 涡轮传热。

收稿日期: 2022-08-11

基于 ANSYS 的圆柱形超声工具头振幅优化设计

覃耀聪,姚 震,罗红平,何 健,高丰才

(广东工业大学,广东 广州 510006)

摘 要:针对大尺寸圆柱体超声工具头焊接过程中振幅均匀度较低的问题,提出一种将表观弹性法和有限元法结合的工具头方法。通过 Ansys 对工具头进行了模态仿真,对工具头振幅均匀度进行了单因素谐波响应仿真分析,利用激光测振仪测量了相同激励条件下改进前后工具头振幅,利用测力仪测量了改进前后工具头焊接样品断裂拉力。实验结果表明:工具头振幅分布趋势与仿真结果一致;开槽结构工具头焊接样品一致性要优于无开槽结构工具头;该方法设计工具头具有可行性。

关键词:超声焊接 振幅控制 大尺寸圆柱体 表观弹性法

中图分类号:TH122

文献标识码:B

文章编号:1002-6886(2023)04-0046-06

ANSYS-based amplitude optimization of cylindrical ultrasonic toolheads

QIN Yaocong, YAO Zhen, LUO Hongping, HE Jian, GAO Fengcai

Abstract: Aiming at the problem of low amplitude uniformity in the welding process of large-size cylindrical ultrasonic toolheads, a toolhead design method combining the apparent elasticity method and the finite element method was proposed. Through Ansys modal simulation of the toolhead, the toolhead amplitude uniformity was analyzed by single-factor harmonic response simulation analysis. The laser vibrometer was used to measure the toolhead amplitude under the same excitation conditions before and after the improvement. The force measurement instrument was used to measure the fracture tension of the toolhead welding samples before and after the improvement. The experimental results showed that the toolhead amplitude distribution trend and the simulation results were consistent. The consistency of the toolhead welding sample with slotted structure was better than that of the non-slotted toolhead. The method of designing of toolhead was feasible.

Keywords: ultrasonic welding, amplitude control, large-size cylinders, apparent elasticity method

0 引言

超声焊接是目前生产口罩的主流方式之一^[1],工具头是超声焊接系统的核心部件之一,由于口罩尺寸的影响,导致工具头的径向直径尺寸普遍在 150 mm 或以上,超过了对应声波波长的四分之一,工业上将其称为大尺寸工具头。大尺寸工具头在超声焊接过程中会产生耦合振动,导致工具头工作面振幅均匀度降低^[2],而振幅是影响焊接质量的重要工艺参数^[3],振幅过小会导致工件虚焊,振幅过大则会导致工件烧伤^[4]。目前工业上设计大尺寸圆柱体工具头时更多的是依赖以往的设计经验,通过实验、仿真多次修改工具头尺寸,最终达到生产要

求,设计周期长且振幅均匀度不理想。

目前,对大尺寸圆柱体的振动分析研究取得了一定进展,如:荣森司等^[5]提出了表观弹性法并用于分析大尺寸圆柱体的振动特性;梁明军等^[6]根据表观弹性法使用有限元软件分析了耦合系数在圆柱体中的分布规律,并给出了耦合系数、材料泊松比、振动模态三者间的关系;梁召峰等^[7]在表观弹性法基础上引入等效机械阻抗概念,提出了大尺寸圆柱形开槽工具头的频率设计公式;杨琨^[2]根据频率公式在有限元软件中初步仿真探索了开槽与工具头频率、振幅的关系;Liu 等^[8]根据机电等效电路分析了大尺寸中空圆柱体的共振频率。

上述研究表明,人们对大尺寸圆柱体的振动特

性已逐渐明晰,但目前应用于实际口罩生产的研究并不多。因此本文根据已有的研究并结合有限元法提出一种基于 Ansys 的超声工具头的振幅优化思路,旨在提高工具头振幅均匀度进而提高口罩焊接质量。

1 大尺寸圆柱工具头初步设计

对于大尺寸的振动体常见的振动控制方法有:开槽、开狭缝、设计附加弹性体^[2]。由于开槽的生产成本和难度要低于其余两者,故采用开槽设计。

根据前人对开槽圆柱体与表观弹性法的研究^[2]:

$$A' = \pi r^2 \left[\left[\frac{1}{n} - \frac{1}{\pi} \arcsin \left(\frac{w}{2r} \right) \right] - \frac{wr}{2} \sqrt{1 - \left(\frac{w}{2r} \right)^2} + \frac{w^2}{4 \tan \left(\frac{\pi}{n} \right)} \right] \quad (1)$$

$$r' = \sqrt{\frac{nA'}{\pi}} \quad (2)$$

$$E_{z1} = \frac{E}{1 + \frac{2\nu^2(1+\nu)}{\frac{R^2 E}{r^2 \omega^2 \rho} - (1-\nu^2)}}, \quad E_{z2} = \frac{E}{1 + \frac{2\nu^2(1+\nu)}{\frac{R^2 E}{r'^2 \omega^2 \rho} - (1-\nu^2)}} \quad (3)$$

$$k_{z1} = \frac{\omega}{c_{z1}} = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{E_{z1}}{\rho}}}, \quad k_{z2} = \frac{\omega}{c_{z2}} = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{E_{z2}}{\rho}}} \quad (4)$$

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} \quad (5)$$

$$L = \frac{\pi}{k} + h_1 + h_2 - \frac{1}{k_{z2}} \left\{ \arctan \left[\frac{r^2 k_{z2} \tan(k_{z1} h_1)}{r'^2 k_{z1}} \right] + \arctan \left[\frac{r^2 k_{z2} \tan(k_{z1} h_2)}{r'^2 k_{z1}} \right] \right\} \quad (6)$$

式中, A' 代表开槽后的等效面积, n 代表开槽数目, w 代表开槽宽度, E 代表材料杨氏模量, ρ 代表密度, r' 代表中间部分开槽后的等效半径, ω 代表角频率, E_{z1} 代表圆柱形振子的基频轴向表观弹性模量, E_{z2} 代表

开槽后等效圆柱振子的基频轴向表观弹性模量, k_{z1} 代表 h_1 、 h_2 部分等效纵振的波数, k_{z2} 代表开槽后等效圆柱振子的 h_1 、 h_2 部分等效纵振的波数, k 代表中间开槽部分单个圆柱体纵振波数, R 值由材料泊松比确定^[9]。

现设计一直径为 180 mm,工作频率在 15 kHz 附近,材料为 7075 铝合金的圆柱形工具头。由于上端面要预留一定深度的螺栓孔用于连接变幅杆与工具头,故取上端面高度 $h_1 = 20$ mm。下端面为工作面,为减少轴向尺寸节约生产成本,故暂取下端面高度 $h_2 = 10$ mm。综合考虑生产成本与加工难度,暂取槽数 $n = 6$,槽宽 $w = 8$ mm。

由式(1)~式(6)计算可得,未优化的开槽工具头总高度 $L = 163.8$ mm,取 $L = 160$ mm。

2 有限元分析

2.1 模态分析

使用 Ansys Workbench 中的模态分析系统对前述工具头进行模态分析。圆柱体最大几何尺寸在 180 mm,故先将单元网格尺寸设置在 8 mm,采用六面体主导的划分方法。

圆柱体工具头设计谐振频率为 15 kHz,故设置搜索范围限制在 14 ~ 16 kHz,搜索限制范围内的 10 阶模态,得到各阶纵振模态结果,其结果如图 1。

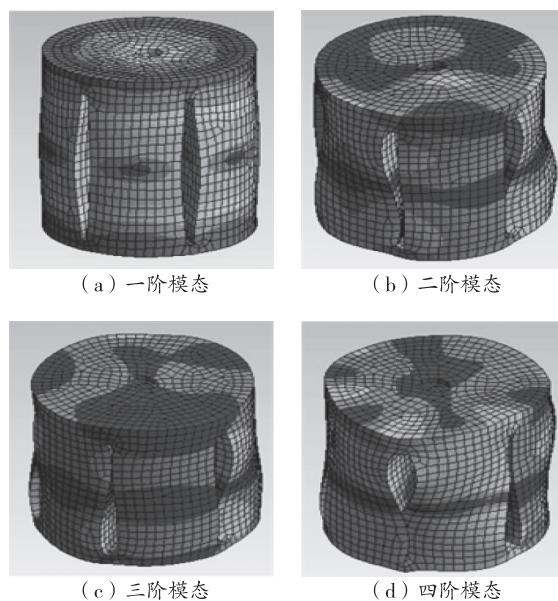


图 1 未优化开槽工具头的前四阶模态分析结果

由图1可知,一阶模态以纵振为主,符合设计需求,对应频率为15066 Hz,与设计目标相差66 Hz,误差在1%以内,其余模态有明显的径向振动,不符合设计需求。由于式(6)计算结果受到多个参数影响,同时泊松比 ν 对应的 R 值解为数值解,存在一定误差性,故认为仿真结果的误差在合理范围内,具有较高的可信度。

2.2 谐响应仿真优化设计

在大尺寸圆柱形工具头初步设计中,工具头的开槽参数、下端面高度为粗略取值,存在优化空间。因此使用Ansys Workbench中的谐响应分析模块分别对圆柱形工具头的开槽参数、下端工作面高度进行单因素仿真分析,求解工具头纵振频率、纵振变形均值等数据,以分析各个结构参数对工具头振幅的影响,从而得出较优解,同时找出影响振幅均匀度的关键因素。

在实际工作中,工具头主要在自身与变幅杆的连接面处接收来自变幅杆的正弦振幅激励,故对圆柱体上端面的凹坑施加一个垂直于该面的100 μm 位移激励,由于仿真输入的激励源为位移,故采用完全法求解。

以纵振极大值与极小值之差、纵振均值衡量振幅均匀度,则基于该工具头的结论如下:

1)由图2可知工作面高度增加,振幅均匀度增加;

2)由图3可知随着开槽高度变化对振幅均匀度的影响较小;

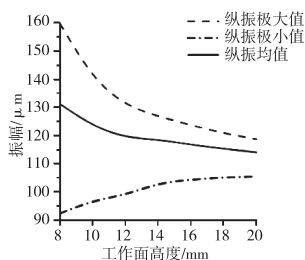


图2 以工作面高度为变量
开槽工具头仿真结果

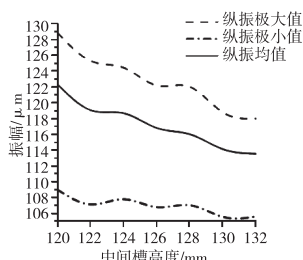


图3 以中间槽高度为变量
开槽工具头仿真结果

3)由图4可知开槽数目对于控制振幅均匀度

存在最优解,数目为6或8时振幅均匀度较好;

4)由图5可知槽宽为10 mm或12 mm的工具头振幅均匀度表现较好。

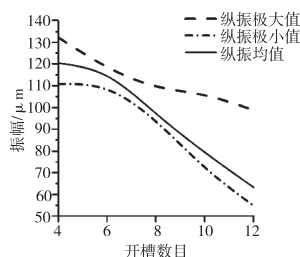


图4 以槽宽为变量开槽
工具头仿真结果

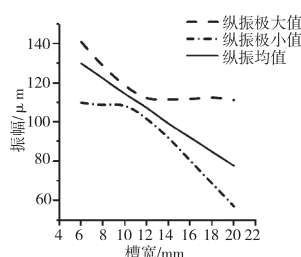


图5 以开槽数目为变量
开槽工具头仿真结果

综上取圆柱体优化后开槽工具头结构参数如下:开槽数 $n=6$,槽宽 $w=10\text{ mm}$,两端高度 $h=20\text{ mm}$,半径 $r=90\text{ mm}$,总高度 $L=160\text{ mm}$ 。

2.3 谐响应仿真对比

由耦合振动理论可知,径向尺寸和轴向尺寸比值 ϕ 越大的圆柱体工具头纵振时的径向振动越明显,意味着振幅均匀度越差。为验证该工具头设计方法的有效,取一现有半径 $r=80\text{ mm}$,总高度 $L=151\text{ mm}$,其径轴比 $\phi=D/L=1.067$ 的无开槽结构工具头与优化前后的开槽工具头比较,谐响应仿真激励设置为100 μm ,易知圆柱体开槽工具头径轴比 $\phi=1.125$ 。从理论上来说径轴比较小的无开槽结构工具头振幅均匀度应该优于径轴比较大的开槽工具头。谐响应仿真结果如表1、图6所示。

表1 各工具头谐响应仿真结果对比

工具头	径轴比 ϕ	频率	纵振极大值 $/\mu\text{m}$	纵振极小值 $/\mu\text{m}$	纵振差值 $/\mu\text{m}$	纵振均值 $/\mu\text{m}$
未优化开槽工具头	1.125	15066	141.92	96.631	45.32	124.10
优化后开槽工具头	1.125	14828	118.77	108.32	10.45	114.50
无开槽结构工具头	1.067	14218	250.48	131.38	119.10	199.33

注:纵振差值=纵振极大值-纵振极小值。

以纵振差值衡量工具头工作面振幅均匀度,该值越小,表示工具头振幅均匀度越好。

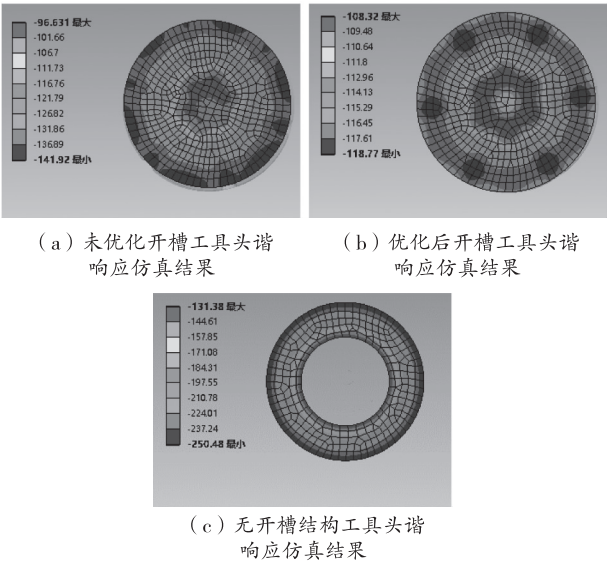


图6 各工具头谐波响应仿真结果(单位:μm,负号代表方向)

由表1可知:

1)虽然开槽工具头径轴比大于无开槽结构工具头,但开槽工具头纵振差值远小于无开槽结构工具头,且振幅均匀度表现较好,表明该方法设计的工具头有效;

2)对比开槽工具头优化前后的结果可知,工具头经过结构优化后,虽然纵振频率有所下降,但振幅均匀度进一步提升。

3 实验测试

为进一步验证该工具头设计方法的可行性,取优化后开槽工具头、无开槽结构工具头做对比实验,实验平台如图7所示。



左边为优化后工具头(直径180mm),右边为无开槽结构工具头(直径160mm)

图7 两个工具头实物照片

3.1 振幅测试

在工具头工作面上确定三个不同的方向,确定三个不同直径的圆,取方向线与圆的交点作为采样

点,采样位置如图8。

使用激光测振仪检测工具头测量采样点上的振幅,观察工具头振幅趋势是否符合仿真结果,实验设备如图9。

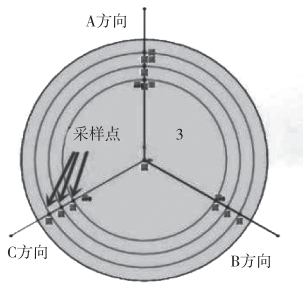


图8 采样点确定方法

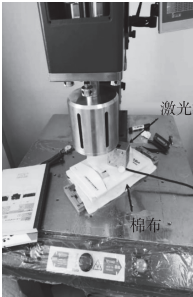


图9 实验平台

实验结果如表2和表3,各工具头振幅均值对比如图10。

表2 无开槽结构工具头(直径160mm)
纵向振幅测试结果

电源占空比 40%	圆直径为 130mm 的 振幅/μm	圆直径为 140mm 的 振幅/μm	圆直径为 150mm 的 振幅/μm
A 方向	53	56	61
B 方向	53	57	63
C 方向	51	57	60
均值	52.3	56.7	61.3

表3 优化后的开槽工具头(直径180mm)
纵向振幅测试结果

电源占空比 40%	圆直径为 120mm 的 振幅/μm	圆直径为 140mm 的 振幅/μm	圆直径为 160mm 的 振幅/μm
A 方向	46	48	52
B 方向	47	50	51
C 方向	48	51	53
均值	47	49.7	52

由工具头振幅均值对比可知,直径为180mm优化后的开槽工具头在测量跨度、径轴比皆大于直径160mm无开槽结构工具头的情况下,振幅均值变化幅度前者要小于后者,这表明利用该方法设计所得的工具头振幅均匀度要优于传统工具头。

3.2 焊接测试

由于工具头工作面的振幅均匀度对焊接质量有重要影响,为进一步验证该方法设计的工具头是否对焊接质量有所改善。在其余焊接条件相同的情况下(负载压力为0.7 MPa,焊接时间为0.5 s),对优化后的开槽工具头、无开槽结构工具头进行口罩焊接实验。

焊接多个口罩,取多个测试样品(图11)用于断裂拉力测试,夹持部位如图12所示,取样方式如图13所示(剪取图中画圈部分作为测试样品),拉力测试平台如图14所示。以多个样品的断裂拉力峰值分布情况衡量焊接质量优劣。

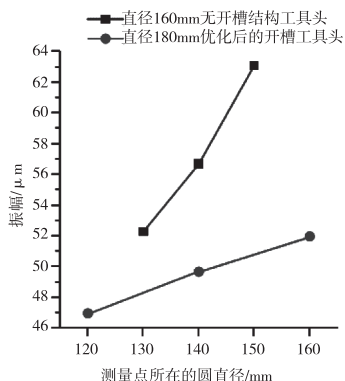
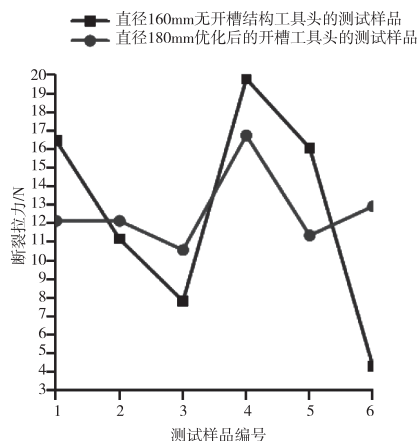


图10 工具头振幅均值对比



焊接条件: 焊接时间0.5 s, 预压力0.7 MPa

图15 断裂拉力测试结果

由图15可知,优化后的开槽工具头样品的断裂拉力值波动范围小于无开槽结构工具头,且数值均维持在10 N以上。虽然无开槽结构工具头样品的断裂拉力最大值能够达到20 N左右,但最小值也接近4 N,波动范围较大,表明焊接质量不稳定。由此可得,同样焊接条件下,优化后的开槽工具头焊接口罩的一致性要优于无开槽结构工具头。

4 讨论

对根据表观弹性法和有限元分析设计所得的工具头,分别进行了仿真模拟、振幅测试、焊接测试,根据结果分析得到的结论如下:

1) 相对于根据传统经验设计的工具头,结合表观弹性法、有限元法设计的工具头振幅均匀度表现更好;

2) 通过有无开槽结构的工具头振幅测试、焊接实验对比,工具头振幅均匀度改善能够提高焊接样品质量的一致性。

上述结果表明由表观弹性法与有限元法结合设计所得的工具头具有可行性,该方法设计所得的工具头对比传统工具头,在振幅均匀度、产品焊接质量上均有所改善。

参考文献

- [1] 牟汝佳. 超声波焊接: 疫情引发的口罩创新[J]. 中国纤检, 2020(9): 118-119.
- [2] 杨琨. 大尺寸圆柱振动体的耦合振动研究及有限元分析[D]. 西安: 陕西师范大学, 2015.



图11 断裂拉力测试样品

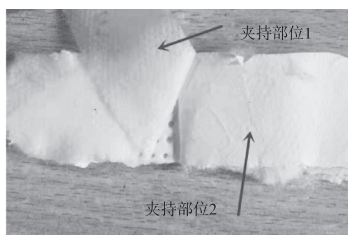


图12 夹头夹持部位示意图

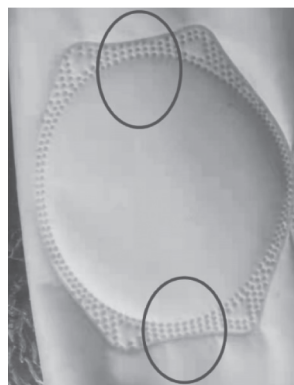


图13 焊接的取样口罩

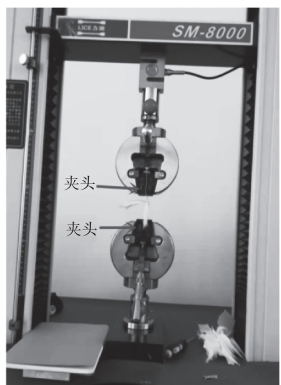


图14 断裂拉力测试平台

断裂拉力测试结果如图15。

某柴油机 EGR 冷却器开裂失效仿真研究

杨一航¹,许福东^{1▲},陈 明²

(1. 长江大学 机械工程学院, 湖北 荆州 434000; 2. 法雷奥汽车空调湖北有限公司, 湖北 荆州 434000)

摘要:某柴油机 EGR 冷却器在台架实验中出现局部开裂和泄漏问题。通过 Abaqus 软件进行有限元分析,发现了 EGR 冷却器是由于外壳局部应力值大于材料屈服强度引起的开裂和泄漏。通过改进实验,将气缸和外壳焊接在一起,在外壳上加入一个压板,提高气缸对外壳的支撑来减小应力值。仿真分析表明,改进后的 EGR 冷却器,当外壳的应力大大降低,小于判定基准值时,不再发生开裂和泄漏情况,此结果获得了台架实验的验证,从而确保能达到预期的效果。

关键词:EGR 冷却器 开裂失效 有限元分析 改进设计

中图分类号:U464.172

文献标识码:B

文章编号:1002-6886(2023)04-0051-05

Simulation analysis of fracture failure of a diesel engine EGR cooler

YANG Yihang, XU Fudong, CHEN Ming

Abstract: Partial cracking and leakage of the EGR cooler of a diesel engine occurred in the bench test. Finite element analysis by Abaqus software found that the reason for the cracking and leakage was that the local stress of the shell was greater than the yield strength of the material. The cylinder and the shell were welded together, and a pressure plate was added to the shell to increase the support of the cylinder and reduce the stress. Simulation analysis showed that the stress of the shell of the improved EGR cooler was greatly reduced, and no cracking and leakage occurred. The result was verified by the bench test, so as to ensure that it can achieve the expected effect.

Keywords: EGR cooler, fracture failure, finite element analysis, improved design

- [3] 林仲茂. 20 世纪功率超声在国内外的发展[J]. 声学技术, 2000(2): 101-105.
 - [4] 张凯. 无纺布锥形口罩本体连续生产及耳带超声波自动焊接的研究[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2006.
 - [5] MORI E, ITOH K, IMAMURA A. Analysis of a short column vibrator by apparent elasticity method and its application [C]//Ultrasonic International 1997 Conference Proceedings. IPC Science and Technology Press, 1977: 262-266.
 - [6] 梁明军, 周光平, 王家宣, 等. 超声振动体的耦合振动研究[J]. 南昌航空工业学院学报, 2004, 18(1): 58-63.
 - [7] 梁召峰, 周光平, 莫喜平, 等. 大尺寸圆柱形超声塑焊开槽工具头的设计[J]. 机械强度, 2010(4): 617-621.
 - [8] LIU S, LIN S. The analysis of the electro-mechanical model of the cylindrical radial composite piezoelectric ceramic transducer [J]. Sensors & Actuators A: physical, 2009, 155(1): 175-180.
 - [9] 任树初. 压电振子的多维耦合振动(II)——复合压电振子[J]. 声学学报, 1983(5): 271-279.

0 引言

目前,由于汽车技术的飞速发展,汽车尾气污染对大气污染已产生了相当严重的危害。柴油发动机是车辆的主动力,它在运转过程中所释放的氮氧化物是影响大气环境的主要因子。为解决氮氧化物污染问题^[1-2],前人做了大量的研究工作,并提出了使用废气再循环(EGR)技术^[3-4]。废气再循环系统(EGR)是将发动机排放的一部分废气与空气混合进入到EGR冷却中,从而减少废气的排放。由于EGR冷却器是将高温气体从进气管引入冷却,在EGR冷却器里形成内压循环,当压力过大时会使EGR冷却器局部应力过大而引起开裂失效。

冷却器试制成功后,针对其使用可靠性问题,对EGR冷却器进行了发动机台架试验,如果在规定时间内产品不发生变形和泄漏,就认为其合格。然而,冷却器在台架试验中发现EGR冷却器局部出现开裂和泄漏。失效位置主要集中在外壳上。因此本文重点对EGR冷却器结构失效件的开裂和泄漏问题进行了仿真研究。

1 EGR冷却器结构和故障描述

某EGR冷却器结构如图1。主要由进气缸、出气缸、排气管、外壳和压板构成,外壳内部安有翅片和芯管。EGR冷却器的进气端通过进气管

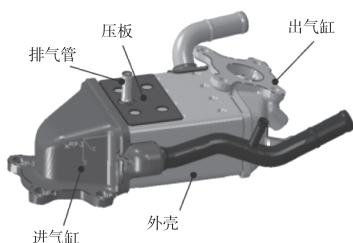


图1 EGR冷却器结构

道并固定在进气缸上,出气端用支架焊接,固定在出气缸上,外壳表面焊接有压板,排气管通过压板焊接在外壳上。由于EGR冷却器各部件的零件设计和装配工艺不同,在工作时容易造成局部应力集中,从而引发开裂泄漏。

该EGR冷却器在进行台架实验后,经检验发现其外壳局部有开裂和泄漏现象,如图2所示。图中可以看出在EGR冷却器外壳上有裂纹,且裂纹位置发现明显液体泄漏。这直接影响了EGR冷却器的运行效率。经初步判断,导致EGR冷却器出现开裂

和泄漏的原因有两个,其一:EGR冷却器的结构不满足此工况下的承载要求;其二:焊接工艺不满足要求。基于这两个原因对EGR冷却器进行有限元分析。

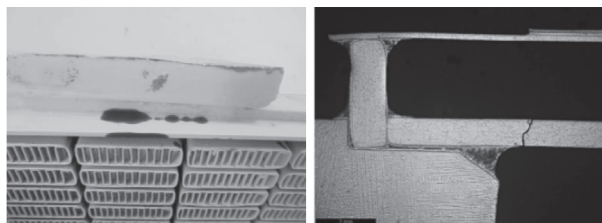


图2 开裂泄漏位置示意图

2 有限元分析

2.1 仿真计算边界

为了便于对网格进行划分和计算,在不影响有限元分析准确性的前提下去掉EGR冷却器上的一些圆角和倒角。利用Hypermesh软件^[6]对EGR冷却器三维模型进行网格划分,进行网格划分时采用壳体网格和实体网格相结合的方法,减小计算机运行内存,方便快速计算。对于EGR冷却器采用网格单元格尺寸1 mm来划分,为了检测网格质量是否达标,在Hypermesh的qualityindex命令中将检测的网格标准切换为Abaqus,并设置最重要的三个参数进行检验,如图3所示。网格质量检测合格后将网格模型导入Abaqus中。

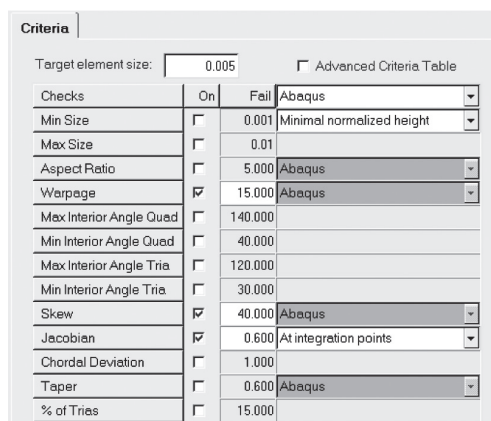


图3 网格标准设置

在用Abaqus软件^[7]进行有限元分析时,对于四面体网格的选择应尽量减少扭曲的单元,采用网格

单元 C3D10,C3D10 网格是 10 节点二阶四面体单元,在四面体单元里是比较优良的,可以应对大部分的单元扭曲。六面体网格使用网格单元 C3D8I,C3D8I 网格是 8 节点六面体网格,能够克服剪切自锁问题,在单元扭曲较小的情况下,得到的应力结果比较精确。壳体网格采用网格单元 S4R,S4R 网格单元是四节点曲壳单元,是一种通用的壳单元类型,适应性很好,既可以用于厚壳问题的模拟,也可以用于薄壳问题的模拟。完成网格划分后通过对比图 2 实验结果确定开裂和泄漏的近似位置,如图 4、图 5 所示,在进行有限元分析时,主要考虑这两个位置。

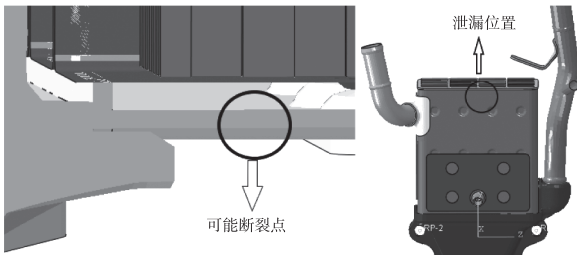


图 4 断裂位置

图 5 泄漏位置

在仿真计算中模型各材料的参数如表 1 所示,根据各系统零件装配的关系,约束进气缸在装配位置的 X、Y、Z 三方向自由度。如图 6 所示,由于 EGR 冷却器在工作时是内压循环,因此在施加载荷时选中内压面,分别赋予 1 bar 和 2 bar 的压力,并且在进气口出气口施加一个背压,以此工况确定 EGR 冷却器外壳强度是否满足要求。^[8]

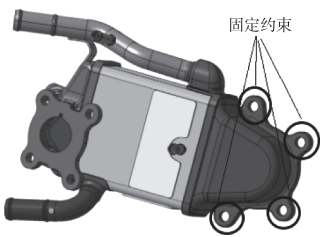


图 6 边界约束

表 1		材料属性		
零件名称	材料	密度 /(g · cm ⁻³)	弹性模量 /MPa	泊松比 ρ
排气管	304L	7.3	142000	0.28
外壳	304L	7.2	195000	0.30
进气缸	304L	7.8	182000	0.33
出气缸	304L	7.8	182000	0.33

2.2 计算结果

通过 Abaqus 软件仿真计算,EGR 冷却器主要

部件的最大应力值如表 2 所示。

表 2 EGR 冷却器应力值(MPa)

压力	20℃				
	外壳	端板	进气管	出气管	芯管
1bar	273	125	20	86	71
2bar	343	189	38	115	105

EGR 冷却器主要部件最大应力位置(圆圈部分)如图 7 所示。

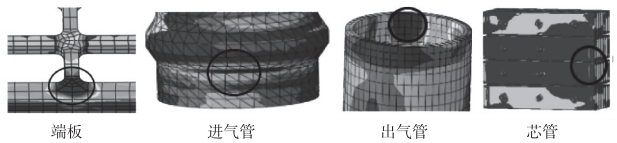


图 7 主要部件应力图

由表 2 得知,在 2 bar 压力循环下外壳的应力大于判定的基准值,存在开裂风险。其余部件应力均满足要求,因此对可能失效的部件外壳单独进行应力分析。

2.3 外壳应力分析

仿真分析表明,外壳有两处位置存在较大应力集中,如图 8、图 9 所示。

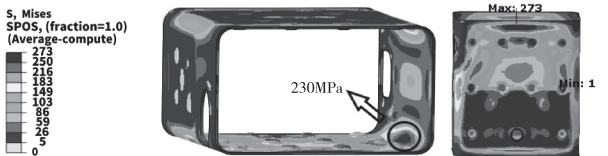


图 8 1bar 压力云图

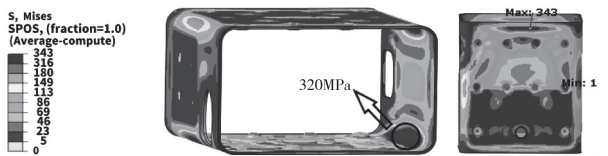


图 9 2bar 压力云图

通过对比图 2 实验结果可以发现,在外壳这两个地方的应力集中的情况和实验结果相吻合,图 8 中,1 bar 压力下外壳有两个位置存在较大应力集中,分别为 230 MPa 和 273 MPa,230 MPa 小于判定基准值,满足屈服强度,273 MPa 大于判定基准值,存在开裂风险。图 9 中,2 bar 压力下应力集中位置

不变,大小发生变化,分别为 320 MPa 和 343 MPa,均大于判定基准值,存在开裂风险。1 bar 和 2 bar 内压下,最大应力位置均处于气缸和外壳相连的地方,当应力过大会使气缸和外壳之间存在开裂导致缝隙的产生,引发泄漏问题。同时,在 Abaqus 软件里对 EGR 冷却器进行了变形分析,如图 10。

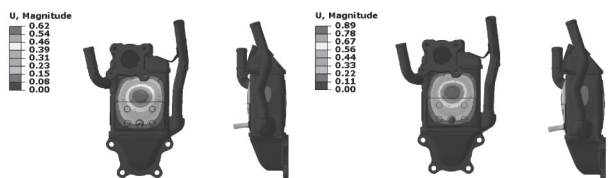


图 10 变形云图

从仿真结果可以得出,在 1 bar 压力循环下变形最大可达 0.62 mm,在 2 bar 压力循环下变形最大为 0.89 mm,最大变形处均在外壳同一位置。比较 EGR 冷却器得应力图和变形云图可以得知,EGR 冷却器工作时,在 2 bar 压力循环下,外壳由于内部受压有向外膨胀的趋势,当外壳材料的承载能力不足与抵抗内压导致外壳局部应力过大,由于外壳局部应力大于判定基准值,使得外壳和气缸的连接处产生出现开裂,引发泄漏问题。

3 改进方案

3.1 方案分析

从上述有限元分析结果来看,EGR 冷却器开裂和泄漏的主要原因是在压力循环下,外壳的局部应力过大,当塑性材料的最大应力大于材料的判定基准值时,容易引发材料开裂现象。当位置处于外壳和气缸连接处时,由于开裂导致产生缝隙,引发泄漏问题。因此,为了增大外壳的强度,改进方案选择将气缸和外壳焊接在一起,并且在外壳侧面焊接一个压板,以增大对外壳的支撑作用,减少局部应力集中。如图 11、图 12 所示。

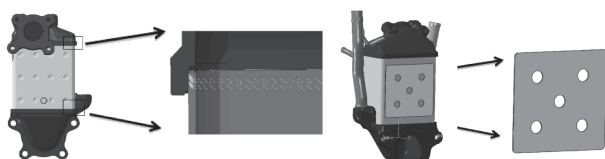
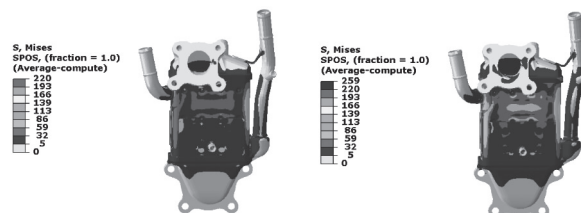


图 11 焊接

图 12 压板

3.2 改进方案有限元分析

在完成改进方案的设置后进行仿真分析,其中 EGR 冷却器约束条件不变,材料和工况不变,仿真结果表明,EGR 冷却器在 1 bar 和 2 bar 压力循环下最大应力均小于判定基准值,EGR 冷却器不再出现开裂和泄漏风险,如图 13(a)、(b)所示。

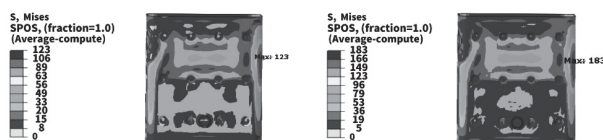


(a) 1bar压力

(b) 2bar压力

图 13 EGR 冷却器应力图

由 EGR 冷却器整体应力图可以得知改进方案满足预期要求。为了对比改进后外壳的应力,单独对外壳进行分析,如图 14(a)、(b)所示:1 bar 压力循环最大应力为 123 MPa,2 bar 压力循环最大应力为 183 MPa,相对之前的 273 MPa 和 343 MPa,应力大幅度降低,并且最大应力均小于基准判定值。因此,从仿真分析结果来看,改进方案符合设计要求。

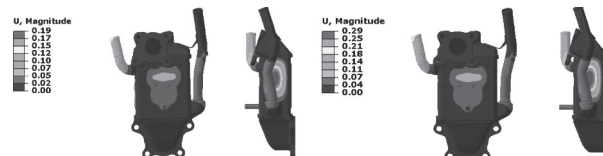


(a) 1bar压力

(b) 2bar压力

图 14 外壳应力图

同时对 EGR 冷却器进行了变形分析,如图 15(a)、(b)所示,可以看出对改进后的 EGR 冷却器外壳的变形减小,并且最大变形位置也发生变化,出现在外壳的另一面。在 1 bar 压力下变形最大为 0.19 mm,2 bar 压力下变形最大为 0.29 mm。



(a) 1bar压力

(b) 2bar压力

图 15 变形云图

4 实验验证

为了进一步验证 EGR 冷却器改进后的效果,将改进后的 EGR 冷却器再次进行台架试验,实验设备如图 16 所示。该设备工作使用介质为 0#柴油,工作压力最高可达 4 bar。实验条件参数如表 3 所示。在 EGR 冷却器气道内加压至 1 bar 并且设定循环次数 200000 次,同时在另一台设备给 EGR 冷却器气道内加压至 2 bar 并设定循环次数 200000 次,在规定测试时间内如果 EGR 冷却器表面状态良好无泄漏情况,可以大致认定改进后的 EGR 冷却器满足预期要求,需通过扫描剖面来判断是否出现局部开裂。

表 3 实验条件参数

实验项目	温度/℃	工作介质	循环次数	内压/bar
1	20	0#柴油	200000	1
2	20	0#柴油	200000	2

在实验结束后,发现改进后的 EGR 冷却器在原来工况下未发生泄漏且表面无变形,对 EGR 冷却器易开裂位置进行显微形貌分析,结果如图 17 所示,改进后的 EGR 冷却器外壳未出现开裂。实验验证了仿真分析的结果,确保了产品能达到检测要求。

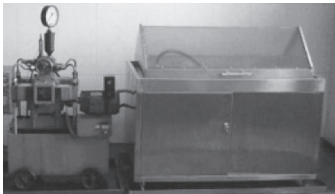


图 16 实验设备

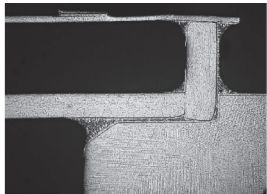


图 17 EGR 冷却器剖面图

5 结论

本文通过对 EGR 冷却器进行台架实验,发现其局部有开裂和泄漏现象,利用 Abaqus 软件进行有限元分析并计算出 EGR 冷却器各部分的应力值来判断失效位置。仿真分析结果与实际开裂和泄漏位置

一致。针对 EGR 冷却器的失效问题,进行了 EGR 冷却器的改进设计,将 EGR 冷却器的气缸和外壳焊接在一起,并在外壳侧面加入一个压板,以增加气缸对外壳的支撑作用,降低局部应力集中。其仿真分析表明,改进方案后的外壳应力值大大降低,小于判定基准值。经台架实验验证,改进后的 EGR 冷却器在同样工况下未出现开裂和泄漏,有效解决了 EGR 冷却器的失效问题,进而延长了 EGR 冷却器的使用寿命,从而规避了实际应用问题。

参考文献

[1] 何鹏,刘宏,钱乙余,等. 不锈钢 EGR 冷却器钎焊结构断裂分析[J]. 焊接,2009(4):26-29.

[2] ZELENKA P, AUFINGER H, RECZEK W, et al. Cooled EGR—a key technology for future efficient HD diesels [R]. SAE Technical Paper,1998.

[3] 向飞,罗马吉. 废气再循环(EGR)冷却器设计的现状与发展[J]. 中国水运(下半月),2009,9(7):147-149.

[4] SHABANIAN S R, RAHIMI M, SHAHHOSSEINI M, et al. CFD and experimental studies on heat transfer enhancement in an air cooler equipped with different tube inserts[J]. International communications in heat and mass transfer,2011,38(3):383-390.

[5] 莫微君,安伟. 柴油机 EGR 冷却器仿真研究[J]. 装备制造技术,2015(11):36-39.

[6] 王钰栋,金磊. Hyper Mesh & Hyper View 应用技巧与高级实例[M]. 北京:机械工业出版社,2012:143.

[7] 石亦平,周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京:机械工业出版社,2006:6-56.

作者简介:杨一航(1997-),男,硕士生,研究方向:石油井下工具。

通讯作者:许福东(1964-),男,博士,长江大学机械工程学院工程力学教授,从事石油井下工具的开发研究工作。

收稿日期:2022-09-09

某型挖树机液压系统设计与分析

杨艳峰

(杨凌职业技术学院 机电工程学院,陕西 杨凌 712100)

摘要:设计了挖树机的负载敏感系统,依据挖树机液压回路的工作特性,完成液压元件的选型设计。并建立了挖树机负载敏感系统的 AMESim 模型,对挖树机的三种工况进行仿真分析,得到挖树机负载压力与泵出口压力的动态曲线图,经过分析得出挖树机负载敏感系统具有负载自适应的能力。

关键词:挖树机 液压系统 负载敏感系统 负载自适应

中图分类号:TH137.7

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)04-0056-05

Design and analysis of hydraulic system of a certain type of tree digger

YANG Yanfeng

Abstract:In this paper,the load-sensitive system of the tree digger is designed,and the selection and design of the hydraulic components are completed according to the working characteristics of the hydraulic circuit of the tree digger. The AMESim model of the load-sensitive system of the tree digger is established,the three working conditions of the tree digger are simulated and analyzed,and the dynamic curves of the load pressure of the tree digger and the outlet pressure of the pump are obtained. The load-sensitive system of the tree digger is proved to be able to self-adapt to the load.

Keywords:tree digger,hydraulic system,load-sensitive system,load adaptation

0 引言

负载敏感系统是在液压挖掘机上发展起来的一门技术,已经广泛应用于液压系统中。由于挖树机在工作时,工况比较复杂,因此应该设计一种负载自适应的液压系统,使得挖树机的刀具组件能在工作时根据负载的变化,实时调整工作状态,实现工作过程的负载自适应^[1-3]。本文将负载敏感技术应用于刀具组件的液压回路,实现了刀具组件的负载自适应。本文主要对挖树机的负载敏感液压系统的回路进行设计,并对负载敏感系统进行仿真分析。

1 挖树机负载敏感系统液压回路的设计

负载敏感系统的可操作性好,负载自适应能力强,尤其是泵控式负载敏感系统应用较广且系统的能量利用率较高,为实现挖树机的负载自适应控制提供了技术基础。该负载敏感系统的液压回路主要由负载敏感变量泵(包括变量泵、变量油缸、限压阀

和负载敏感阀)、PSV 比例多路换向阀、刀具马达以及回转支撑马达组成。在实际工作时,由 PSV 两路比例多路阀来控制刀具马达和回转支撑马达^[4]。作用于刀具马达回路梭阀的压力油与作用于回转支撑马达回路梭阀的压力油相比较,压力值较高者反馈到负载敏感变量泵的负载敏感阀的敏感腔中,使得变量泵的输出压力值高于最高的负载压力值 ΔP ,以提高液压系统的效率。

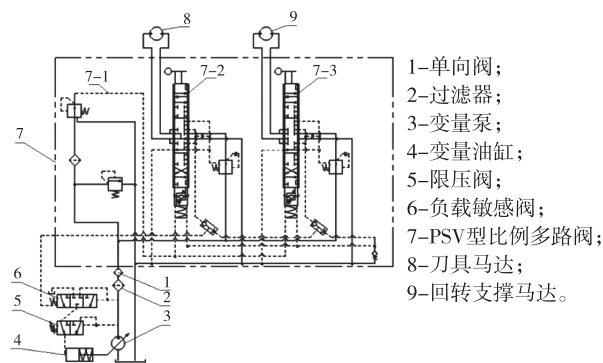


图1 负载敏感系统液压回路

1.1 系统设计压力确定

工作压力是确定执行元件结构参数的主要依据^[5]。查表1所示的各类液压设备常用的工作压力,同时考虑挖树机刀具的实际工况要求。参照GB/T 2346—2003 标准中流体传动系统及公称压力系列,选取刀具马达的工作压力值为20 MPa。

表1 各类设备常用的工作压力

设备类型	工作压力/MPa
机床、压铸机、汽车	<7
农业机械、注塑机、搬运机械、船用机械	7~21
油压机、冶金机械、挖掘机、重型机械	21~31.5
金刚石压机、耐压试验机、飞机、液压机具	>31.5

1.2 液压元件参数确定

(1) 刀具液压马达参数的确定

在选取液压马达时首先要考虑马达所需的扭矩和转速,刀具液压马达所需传递的负载转矩为600 N·m,所需转速为300 r/min。

液压马达理论排量 V_1 为:

$$V_1 = \frac{2\pi T}{p\eta_m}$$

式中: T 为刀具液压马达所需扭矩600 N·m; p 为刀具液压马达工作压力20 MPa; η_m 为刀具液压马达机械效率,取 $\eta_m = 0.9$,则 $V_1 = 209.44 \text{ mL/r}$ 。

综合考虑液压马达的工作场合及马达的布置情况,选取摆线液压马达。摆线液压马达是一种小型低速大扭矩液压马达,摆线马达具有很多优点:首先,体积小,重量轻,同样尺寸的液压马达,摆线式输出的扭矩更大;其次,摆线式液压马达转速范围广,可无级调速,且安装布置方便;最后,摆线式液压马达惯性小,在负载下容易启动,正反转都可使用,而且换向时不用停机,很好地满足了链条式刀具的使用工况^[5]。根据上述的液压马达所需的排量、扭矩和转速,可以确定液压马达的型号为BM6-245,该型号液压马达的主要技术参数及工作参数如表2所示。

表2 BM6-245 马达参数表

型号	工作状态	排量 /(mL/r)	转速 /(r/min)	压力 /MPa	转矩 /N·m
BM6-245	连续	245	615	20	735
	间断		834	31	1180

刀具液压马达的流量为:

$$Q_1 = \frac{n_1 V_1}{\eta_{v1}}$$

式中, n_1 为刀具液压马达的转速, V_1 为刀具液压马达的理论排量, η_{v1} 为刀具液压马达的容积效率,这里取 $\eta_{v1} = 0.95$,则

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{n_1 V_1}{\eta_{v1}} \\ &= \frac{300 \times 245}{1000 \times 0.95} \\ &= 77.37 \text{ L/min} \end{aligned}$$

刀具液压马达的

实物图如图2。



图2 刀具液压马达 BM6-245

(2) 回转支撑马达参数的确定

挖树机工作时,刀具总成绕树连续回转运动速度约为3 r/min。蜗轮到回转支撑齿圈的传动比为8,蜗轮蜗杆的传动比为20,则回转支撑结构总的减速比为160。液压马达的工作转速为480 r/min,取回转支撑液压马达的工作压力为20 MPa,选取BM5-80摆线式液压马达,输出扭矩为235 N·m。该型号液压马达的主要技术参数及工作参数如表3所示。

表3 BM5-80 液压马达参数

型号	工作状态	排量 /(mL/r)	转速 /(r/min)	压力 /MPa	转矩 /N·m
BM5-80	连续	80	799	20	235
	间断		908	31	320

回转支撑液压马达的流量为:

$$Q_2 = \frac{n_2 V_2}{\eta_{v2}}$$

式中, n_2 为回转支撑液压马达的转速, V_2 为回转支撑液压马达的理论排量, η_{v2} 为回转支撑液压马达的容积效率,这里取 $\eta_{v2} = 0.95$,则

$$Q_2 = \frac{n_2 V_2}{\eta_{v2}} = \frac{480 \times 80}{1000 \times 0.95} = 40.42 \text{ L/min}$$

回转支撑液压马达的实物图如图3。

(3) 负载敏感变量泵参数的确定

液压泵的流量应满足

$$Q_p \geq K \sum Q_{\max}$$

式中, Q_p 为液压泵所需流量; K 为泄漏系数, 一般取 K 为 1.1 ~ 1.3, 这里取 K 为 1.2; $\sum Q_{\max}$ 为液压执行元件的总流量, 则

$$Q_p \geq K \sum Q_{\max} = 1.2 \times (77.37 + 40.42) \\ = 141.35 \text{ L/min}$$

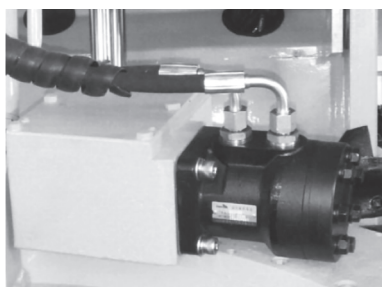


图3 回转支撑液压马达 BM5-80

斜盘式轴向柱塞泵的许用工作压力和转速都较高, 变量性能优异, 且结构紧凑, 功率密度高, 能较方便地同轴安装各种辅助泵或组成双联泵组、多联泵组, 被广泛应用于工程机械和农用机械中^[5]。因此挖树机负载敏感系统的压力源选取德克液压公司生

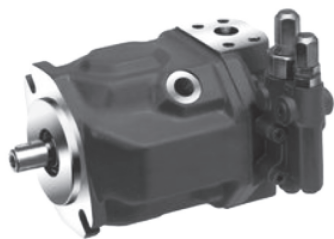


图4 D-A10VSO71DFLR/31R 轴向柱塞变量泵

产的 D-A10VSO71DFLR/31R 轴向柱塞变量泵。该变量泵的流量正比于驱动转速和排量, 并能通过调节斜盘倾角实现无极变量, 且具有优良的吸入性能, 允许连续运行的压力可达 28 MPa。该泵的输出流量为 156 L/min, 排量为 71 mL/r, 满足系统的最大流量需求, 图 4 为变量泵的实物图。

(4) 比例多路阀参数的确定

PSV 型比例多路阀用于控制液压执行元件的运动方向和运动速度, 可使多个执行元件同时并相互独立地以不同的速度和压力工作, 并且将负载压力反馈到变量泵上, 使得变量泵的输出流量和输出压力与负载相匹配。根据刀具液压马达与回转支撑液压马达的流量与工作压力以及负载, 选择德国哈威公司生产的 PSV 比例多路阀, 具体型号为 PSV3-32080/80EA-32J63/63EA, 最大工作压力为 42

MPa。

2 挖树机负载敏感系统的建模与分析

2.1 挖树机负载敏感系统模型的建立

挖树机负载敏感系统比较复杂, 尤其是比例多路阀的建模比较困难, 因此可以对系统进行适当的简化处理。本文选用的是 PSV 两路比例多路阀, 在结构上主要有主阀块和两个换向阀, 主阀块中的安全阀和减压阀均可在 Hydraulic 库(液压库)中找到相对应的模型。每一路换向阀均含有一个二通压力补偿阀和一个梭阀, 二通压力补偿阀与换向阀的节流口串联, 形成调速阀的功能, 最终经过换向阀的流量仅取决于阀芯的开口大小。而通过对比作用于两路换向阀梭阀的压力, 将两条回路中压力较高者反馈给负载敏感变量泵, 使得变量泵的出口压力高于最高负载压力一定值。通过分析可知, 换向阀可以用二通压力补偿阀、节流阀和梭阀进行替代, 而梭阀和节流阀均有对应的模型, 因此, 只对二通压力补偿阀进行建模即可^[6]。

根据二通压力补偿阀的原理, 构建如图 5 所示的模型。二通压力阀位于换向阀的进油口前端, 负载压力的变化会使二通压力补偿阀的弹簧腔压力发生变化, 导致二通压力阀补偿阀的阀芯受力失衡, 阀芯进行动作来保证换向阀两侧的压差恒定^[7]。

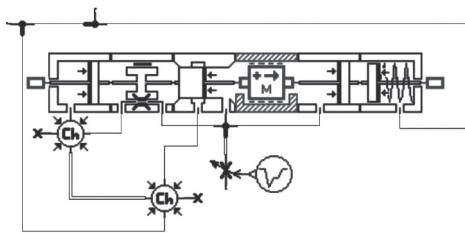


图5 二通压力补偿阀的 AMESim 模型

树机负载敏感系统的负载由分段线性信号源、扭矩单元、旋转负载与马达构成, 同时结合上节建立的负载敏感系统的 AMESim 模型, 建立挖树机的负载敏感系统, 如图 6 所示。

挖树机负载敏感系统中液压元件的参数设置^[8-9], 如表 4 所示。

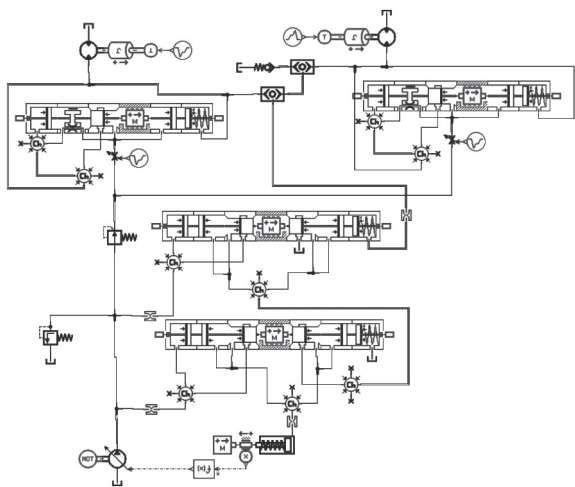


图6 挖树机负载敏感系统的 AMESim 模型

表4 挖树机负载敏感系统元件参数表

参 数	数值	单位
刀具液压马达排量	245	mL/r
刀具液压马达转速	800	r/min
回转支撑马达排量	80	mL/r
回转支撑马达转速	900	r/min
二通压力补偿阀阀芯质量	0.03	kg
二通压力补偿阀阀芯直径	15.6	mm
二通压力补偿阀弹簧刚度	6	N/m
二通压力补偿阀弹簧预紧力	10	N
二通压力补偿阀阀杆直径	8	mm
主安全阀设定压力	31.5	MPa
减压阀设定压力	2	MPa

2.2 挖树机负载敏感系统的工况分析

挖树机的负载敏感系统在工作时有三种工况：

①挖树机在刚启动时只有刀具马达进行工作，辅助液压系统中的角度调整油缸不断调整刀具组件切入土壤的角度，使得刀具液压马达的负载不断增加；②当刀具组件切入土壤一定深度后，刀具液压马达和回转支撑液压马达同时工作，回转支撑液压马达通过回转支撑组件带动刀具组件进行回转，挖掘成一个完整的土球后，回转支撑液压马达停止工作；③当挖掘工作完成后，辅助液压系统中的角度调整油缸带动刀具组件脱离土壤，刀具液压马达停止工作，回转支撑液压马达带动刀具组件回归于初始位置。下面将对这三种工况的负载压力与泵出口压力进行分析。

工况一：刀具液压马达单独工作，为了模拟刀具

液压马达从启动到正常工作的压力变化，刀具液压马达的负载从零缓慢增加到 600 N·m，刀具液压马达的负载与压力变化如图 7 和图 8 所示。

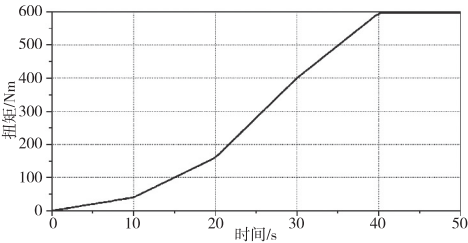


图7 工况一下刀具液压马达加载曲线

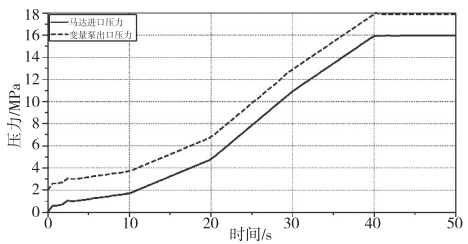


图8 工况一下变量泵出口压力与马达进口压力变化曲线

由图 7 和图 8 可知，马达的进口压力曲线的变化趋势与马达外加负载曲线的变化趋势一致，且变量泵的出口压力始终比马达进口压力高出约 2 MPa 的压力值。

工况二：刀具液压马达和回转支撑液压马达同时工作，为了模拟刀具液压马达在遇到突变负载时的压力变化情况，给刀具马达的负载施加一段突变负载，具体的加载曲线以及刀具液压马达和回转支撑液压马达的压力变化如图 9 和图 10 所示。

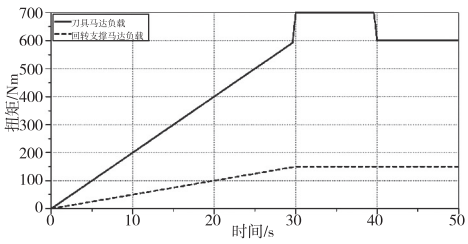


图9 工况二下马达加载曲线

对图 10 进行分析可知，在 0 ~ 5 s 内由于负载的变化较快，导致变量泵的出口压力与马达进口压力波动较大，在 5 ~ 30 s 内变量泵的出口压力与马达的进口压力趋于稳定且呈线性变化。在 30 ~ 40 s

内刀具马达负载突然增加,导致变量泵出口压力和马达进口压力突变,但很快压力又趋于稳定。在 40~50 s 内,刀具马达负载突然下降,变量泵出口压力与马达进口压力出现了短时间的波动。在这一工况下,变量泵的出口压力比负载最高压力即刀具马达的进口压力高出约 2 MPa 的压力值。

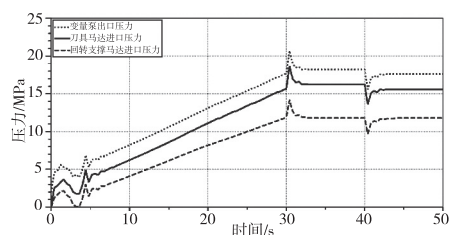


图 10 工况二下变量泵出口压力与马达进口压力变化曲线

工况三:回转支撑液压马达单独工作,回转支撑液压马达的负载缓慢地从 0 增加到 150 N·m,回转支撑液压马达的负载与压力变化如图 11 和图 12 所示。

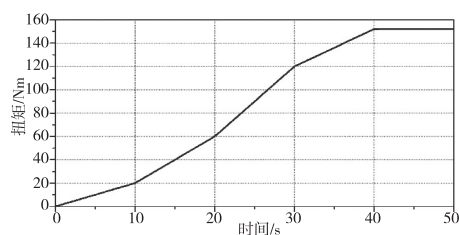


图 11 工况三下马达加载曲线

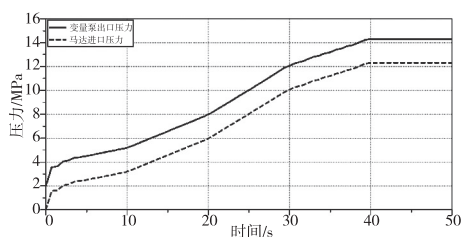


图 12 工况三下变量泵出口压力与马达进口压力变化曲线

从图 12 可以看出,变量泵的出口压力与马达进口压力在 0~3 s 内出现一定程度的波动,之后随着马达进口压力的增加,变量泵的出口压力也随之增加且比马达进口压力高出约 2 MPa 的压力值。

3 结论

本文主要设计了挖树机的负载敏感液压系统,

并对刀具液压马达、回转支撑液压马达以及负载敏感泵进行了参数的选型与计算。最后利用 AMESim 对负载敏感系统的三种工况进行了仿真分析,得出刀具液压马达和回转支撑液压马达在单独工作和同时工作时,变量泵出口压力始终比最高负载的压力高出一定压力值,表明挖树机负载敏感系统具有负载自适应的能力。

参考文献

- [1] 甘莉. 几种类型挖树机的比较研究[J]. 湖北农机化, 2018(6):45-47.
- [1] 张忠远,王锋. 液压节能技术[M]. 北京:清华大学出版社,2012.
- [2] SAKURAI Y. Calculation of dynamic overall efficiency of a load sensing hydraulic system by bondgraphs [C]//Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, 2000.
- [3] LI Y J, CUI T Y, JIANG J H, et al. The principle of a novel load sensing hydraulic system and design of the electronic control system [C]//Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications Ltd, 2012:119-122.
- [4] GUO H, MU X, DU F, et al. Optimal design of monitoring point of multi-load-sensing hydraulic system based on the maximum fault diagnosis information criterion [J]. China mechanical engineering, 2014(11):1502-1506.
- [5] 王晓晶,王昕,胡志栋,等. 液压系统设计实例教程 [M]. 北京:化学工业出版社,2015.
- [6] 蔚亚. 基于负载敏感原理的比例多路阀中溢流阀的稳定性分析与改进[D]. 兰州:兰州理工大学,2014.
- [7] 李昊. 单泵多执行器负载敏感液压系统稳定性的研究 [D]. 西安:长安大学,2016.
- [8] 冯婷,刘文广,胡显忠. 基于 AMESim 的单泵多执行器负载敏感液压系统仿真分析[J]. 甘肃科学学报, 2017(3):117-120.
- [9] 张振华,李瑞川,杨俊茹,等. 基于 AMESim 拖拉机负载敏感液压提升系统研究[J]. 农机化研究, 2019(2):242-247.

作者简介:杨艳峰(1993-),男,山西忻州人,硕士,杨凌职业技术学院助教,研究方向:非标准自动化设备的研究、设计、制造。

收稿日期:2022-08-31

天然气净化厂运转设备振动监测系统设计与应用

彭银华,高 阳,陈 锐,周斯雅,雷 宇
(西南油气田川中油气矿,四川 南充 637000)

摘 要:天然气净化厂中,运转设备是所有设备中故障数量最多、诊断难度最大的设备种类。运转设备的安全平稳运行直接影响气田的正常运行。针对天然气净化厂运转设备特点,提出一种新的振动在线监测及诊断系统设计方案。该系统在实现设备振动、转速等参数的实时监测和数据趋势分析、波形分析、频谱分析等功能的基础上,通过建立基于规则的专家知识模型和基于历史故障的识别模型,实现设备故障的自动诊断。实际应用表明,该系统可实时、准确监测运转设备的运行状态,故障诊断准确、及时,满足天然气净化厂运转设备状态监测与实时诊断的要求。

关键词:天然气 运转设备 监测故障 诊断

中图分类号:TE64

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)04-0061-05

Design and application of vibration monitoring system of rotating equipment in natural gas purification plant
PENG Yinhua, GAO Yang, CHEN Rui, ZHOU Siya, LEI Yu

Abstract: In the natural gas purification plant, the rotating equipment is the type of equipment with the largest number of faults and the greatest difficulty of diagnosis. The safe and stable operation of the rotating equipment directly affects the normal operation of the gas field. According to the characteristics of the rotating equipment in the natural gas purification plant, a new online vibration monitoring and diagnosis system is proposed. On the basis of real-time monitoring, data trend analysis, waveform analysis and spectrum analysis, the system realizes the automatic diagnosis of equipment faults through the expert knowledge model based on rules and the identification model based on historical faults. Practical application shows that the system can accurately monitor the operation status of the rotating equipment in real time, and the fault diagnosis is accurate and timely. The system can meet the requirements of state monitoring and real-time diagnosis of the rotating equipment in the natural gas purification plant.

Keywords: natural gas, rotating equipment, monitoring, fault diagnosis

0 引言

2020年以来,国内天然气产量突破1900亿立方米,天然气在油气结构中占比超40%^[1];天然气在能源体系中逐渐成为主力军。天然气净化装置作为天然气生产的关键一环,其生产的平稳性直接影响天然气产能发挥。天然气净化装置运转设备作为工厂的心脏,为各类工艺介质的输送提供动力;运转设备的运行情况直接关系着整个气田的生产。长期以来,国内天然气净化厂运转设备检修多采用定期维修和故障后维修模式,这两种检修模式不以设备的运行状态为依据,而以到期必修和缺陷处理为原

则,存在过度维修或维修不及时等问题。

随着科学技术的不断发展,特别是计算机的广泛应用,运转设备状态监测和诊断技术得到长足发展。基于状态监测和诊断分析的预防性检修模式逐渐成为天然气净化厂运转设备检修管理的发展方向。天然气净化厂运转设备振动监测系统可及时准确地评价运转设备的运行状况,在部件出现故障的初始阶段查出并监视其发展,不仅可以减少装置停产、防止设备损坏事故,而且可使检修与维护的工作更及时和准确,实现设备预防性检修。

1 系统设计

天然气净化厂运转设备主要包括电机、离心泵、离心风机等,故障类型主要包括转子不平衡、不对中、共振、机械松动、轴承故障、齿轮故障、电机气隙不均匀、电机转子笼条断裂、电机定子断路等;运转设备发生这类故障时,在振动分析中均能发现对应的特征参数。因此,根据这种故障与振动特征参数(对应1个或多个特征参数)的对应关系,设计了一种适用于天然气净化厂的运转设备振动在线监测和故障诊断系统。

1.1 在线监测系统架构

设备振动在线监测系统由三层结构组成:机组数据获取层、数据处理层、应用分析层。

数据获取层主要包括信号感知单元、数据采集与处理单元、通讯单元。信号感知单元主要由安装在设备表面的加速度传感器、转速传感器、温度传感器等组成。传感器将振动、转速等信号转化为电信号并传送给数据采集与处理单元。数据采集与处理单元将电信号进行抗混叠滤波、AD采集、特征值分析并结合工况数据进行智能筛选与存储。将数据转换成TCP/IP格式经过通讯单元传送到中控室数据处理层。

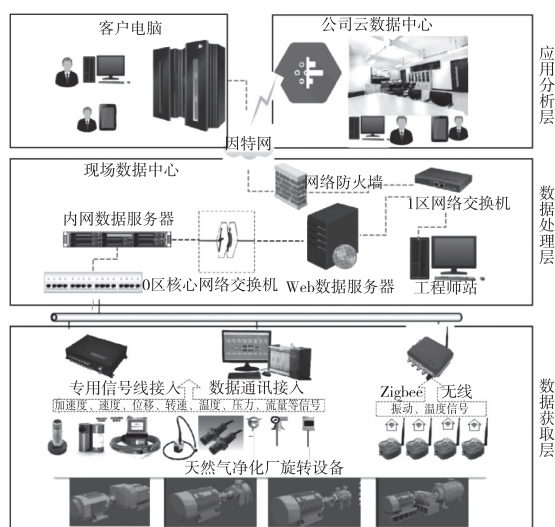


图1 振动在线监测系统网络拓扑图

数据处理层主要包括数据服务器、WEB服务器、工程师站及网络隔离装置等硬件系统,以及安装

在服务器上的分析系统。对来自于机组的振动数据、转速数据、温度数据等进行处理和储存,提取故障特征信息,在机组故障模型的支持下进行诊断评估。

应用分析层指设公司数据中心。机组健康状态评估管理系统利用各机组故障征兆特征数据,结合齿轮故障模型、滚动轴承故障模型、滑动轴承故障模型及各类型机组故障模型自动给出健康状态评估报告,诊断分析人员根据现场机组数据,在自动诊断结论的指引下,对机组机型评估,出具详细的机组评估报告。

1.2 系统诊断模型

天然气净化厂运转设备振动监测系统故障诊断模型主要包括基于规则的专家知识模型和基于历史故障的识别模型。

(1) 基于规则的专家知识模型

针对天然气净化厂不同设备的结构原理、轴承型号、润滑方式、安装方式等,通过历史故障、模型试验、专家经验、数学计算等方式获得不同故障情况下,时域、频域的特征值,并对特征参数设定阈值和判断逻辑,从而实现故障判断和定位。

表1 多级离心泵专家知识模型故障诊断逻辑

序号	问题描述	诊断逻辑	故障及措施
1	不平衡	①通频速度 VRMS 超危险值 ②转速一倍频速度 VSpeedX1/通频速度 VRMS>0.7 逻辑关系:①&②	①检查旋转部件是否有开裂/断裂等导致的合成质量中心偏移问题; ②检查叶轮是否有明显冲刷腐蚀等不均匀磨损,导致的叶轮合成质量中心偏移问题; ③检查平衡盘上现有的配重块是否有松动或移位,导致原有平衡状态被破坏的问题;根据检查结果,决定现场是否进行动平衡处理;
2	不对中	①转速二倍频速度 VSpeedX2>1mm/s ②转速二倍频速度 检查现场设备对中情况(平行 VSpeedX2/转速一倍 对中和角度对中)并调整对频速度 VSpeedX1 > 中; 0.5 逻辑关系:①&②	

续表 1

序号	问题描述	诊断逻辑	故障及措施
3	流体激增 (假设叶片数 n)	①通频速度 VRMS 超危险值 ②转速 n 倍频速度 VSpeedXn/通频速度 VRMS>0.5 逻辑关系:①&②	①检查叶轮和壳体间流道间隙是否沿壳体周向有明显的差异问题,该差异能导致明显的流体激振力现象; ②检查叶轮是否有因为流体激振力长期作用导致的异常磨损问题;
4	滚动轴承磨损	①高频段加速度 RMSH 超危险值 ②高频段加速度 RMSH 超报警值 ③中频段加速度 RMSM2 超报警值 逻辑关系:①or②&③	检查设备低速盘车、从启机到运行过程、正常运行时三种不同状态下轴承是否有异响。如果是刺耳啸叫的声音,可能来源于轴承滚子打滑或者润滑不良;如果有规律的敲击声音,则可能来源于滚道磨损/剥落等; 情况轻微的,建议加强轴承润滑并观察运行;情况严重的建议更换轴承。

(2) 基于历史故障的识别模型

根据已有的历史故障案例及数据进行建模,建立了一个历史故障特征库。历史故障特征库中存放历史故障特征数据模型。历史特征数据模型中保存净化厂已发生故障的关键参数及依据专家分析判别,从故障数据中提取出的故障诊断的特征向量。历史特征数据模型中同时包含运转设备故障情况、故障部位、故障诊断结论、故障采用的措施、维修方案数据等。

历史故障库中的各特征模型与设备实时监测数据进行匹配对比分析,自动进行逻辑判别。

表 2 基于历史故障的识别模型

序号	历史故障情况	故障特征分析	特征参量设置
1	2020 年 10 月 31 日,电机温度急剧上升,在 6 小时内从 39.319℃ 升至 102.82℃,现场检查发现电机缺项。	①电机温度超报警值 60℃,温升>10℃/h; ②全频段加速度 RMS 急剧上升;RMS 由正 常情况下 5.7 m/s ² 升至 14 m/s ² 。	①温度超报警值 60℃; ②温升>10℃/h; ③0.1 ~ 10 kHz 加速度 RMS>9 m/s ²
2	2020 年 11 月,高压泵 轴承箱漏油。	高频峭度轻微上升,由 3 上升至 4;频谱未见 明显变化。	5000Hz ~ 10kHz 峭度 > 3.5
3	2021 年 3 月 12 日,高 压泵轴承外圈剥落。	泵输出端短时间内全 频段加速度 RMS 急剧 上升,正常值 5.2 m/ s ² 升至 16.8 m/s ² 。	0.1 ~ 10kHz 加速度 RMS>11 m/s ²

在线监测系统故障诊断时,首先进行基于历史故障特征库的自动诊断逻辑判别;若无对应故障识别,再进行基于规则的专家知识模型识别。两种识别模型可不断进行优化,提高故障诊断范围和准确率。

2 系统功能及特点

2.1 系统功能

天然气净化厂运转设备振动监测系统主要包括机组运行详情、特征值及趋势、数据分析、报警、启停机记录、运行报告、系统自检、故障记录、故障诊断、远程报警等功能;系统总体界面如图 2 所示。

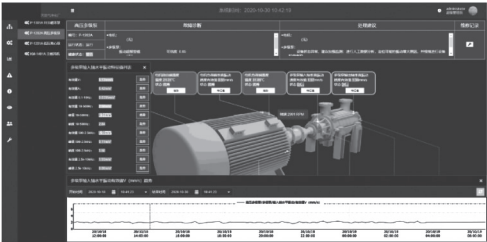


图 2 天然气净化厂运转设备振动监测系统总体界面

天然气净化厂运转设备振动监测系统包含的功能模块及其主要作用如下:

(1) 机组运行详情模块:显示各台运转设备的温度、振动有效值、转速以及系统对设备运行状况的评价,如优秀、良好、观察等;方便设备管理人员快速掌握设备总体运行情况。

(2) 特征值及趋势模块:对设备每一监测点数据进行分析,实时显示该点不同频段下的振动速度有效值、振动加速度有效值、峰值、峭度等 13 项特征值及报警情况,并提供历史趋势曲线。设备管理人员可根据不同特征值情况,对设备运行情况进行更准确的判断。

(3) 数据分析模块:提供特征值趋势分析、频谱分析、波形分析、包络分析等,为设备管理人员提供丰富的故障分析工具。

(4) 历史报警查询模块:提供实时报警显示和历史报警查询功能,显示振动和温度报警点及测点信息。

(5) 启停机记录模块:系统可记录设备启停机时的瞬态状态及启停机的时间、启停机次数,方便查

看设备启停机状态及累计运行时间。

(6)运行报告模块:系统可自行给出设备健康状况评估报告,报告包括设备运行良好或者报警的状态提示,机组开机运行时长、启停次数、累计运行时间、设备在每种状态下持续的时间、设备的维修建议等内容。

(7)故障记录模块:系统可录入设备故障时间、故障情况、检维修情况等,方便系统诊断优化。

(8)故障诊断模块:系统可自动给出故障诊断结论及处理建议。

(9)远程报警模块:在系统与外网联通的情况下,设备发生异常时,可实时向指定人员发送短信、邮件、微信推送等,及时报告设备故障情况。

(10)系统自检:可自动进行系统自检,并显示系统故障情况,方便维护。

2.2 系统特点

(1)监测诊断功能准确:该系统采用矿用本安型振动加速传感器,数据采集器前采用电流输出方式,数据采集器后采用光纤输出,数据抗干扰能力强,监测更准确。故障诊断是针对天然气净化厂现场运转设备,采用基于规则的专家知识和基于历史故障识别的两种模型,更具有工程应用价值,诊断针对性更强。

(2)功能丰富适用:系统提供了大量数据分析工具,设备管理人员可自行对设备进行分析和评价;系统还可自动对设备故障进行实时诊断并推送诊断信息,保证管理人员及时发现设备故障,减少损失。

(3)系统维护工作量小:系统稳定性强,且可自动对自身进行检查,显示系统运行状况及故障点,减少维护难度。

3 应用案例

天然气净化厂运转设备振动在线监测系统已投入实际应用。某天然气净化厂脱硫溶液循环泵为多级卧式离心泵,电机转速 2950 r/min,泵轴承型号是圆锥滚子 31312。泵两端轴承箱轴向和径向分别安装 1 支振动加速度传感器,联轴器处安装 1 支转速传感器。利用滚动轴承故障特征频率计算公式^[2],计算得到轴承特征频率,如表 3 所示。

表 3 脱硫溶液循环泵(轴承型号 31312)

项 目	轴承特征频率/Hz
泵输出端轴承内圈故障频率 BPFI	455.382
泵输出端轴承外圈故障频率 BPFO	331.285
泵输出端轴承滚珠故障频率 BSF	133.193
泵输出端轴承保持架故障频率 FTF	20.699

2021 年 3 月 7 日 10 时 12 分,振动在线监测系统诊断模块发出一级报警,提示循环泵入口端轴承外圈故障。利用系统数据分析功能对近段时间振动数据进行分析。

3.1 趋势分析

调取了 2020 年 11 月 2 日至 2021 年 03 月 7 日的泵输出端通频加速度趋势图,可见设备于 2021 年 3 月 5 日前,振动一直平稳,且落在预设的一级报警线内;于 2021 年 3 月 5 日,发生缓慢飘升,触发一级(黄色)报警,且飘升速度明显变快,于 3 月 7 日晚触发二级(红色)报警。

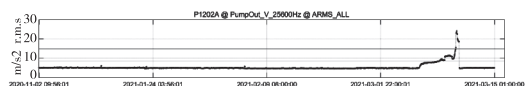
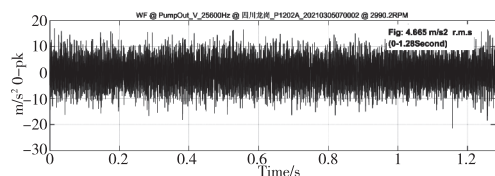


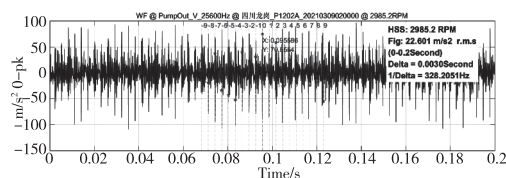
图 3 脱硫循环泵输出端通频加速度趋势图

3.2 波形分析

正常无故障状态下,该测点的波形中没有规律冲击现象,波形图峰值较低,约 17 m/s²,如图 4(a)所示。



(a) 正常状态



(b) 故障状态

图 4 波形分析图

轴承振动产生异常时,波形图存在明显有规律的冲击现象,使用游标进行度量,发现冲击间隔为

0.003 s, 对应 328 Hz; 波形图峰值大幅度增加, 约为 100 m/s^2 , 超过正常值的 5 倍; 对应轴承特征频率, 判断泵轴承外圈发生故障。

3.3 频谱分析

正常无轴承故障状态下, 该测点的低频和高频段均无明显轴承故障频率的存在, 频谱有效值 RMS 较低, 为 4.437 m/s^2 如图 5(a) 所示。

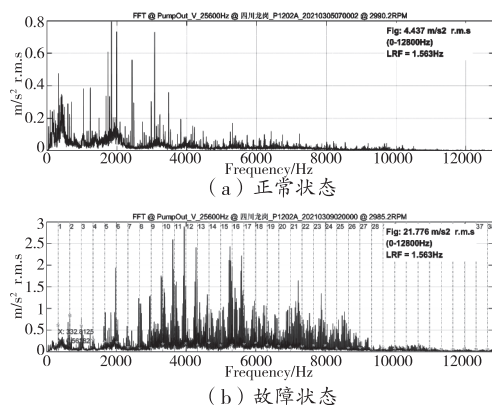


图5 频谱分析图

轴承产生异常时, 频谱图上从低频段到高频段均充满了轴承故障带来的频率成分信号。游标进行度量, 发现该故障特征频率的基频为 332.8 Hz, 非常接近轴承外滚道的故障特征频率。此时频谱有效值较大, 为 21.776 m/s^2 , 是正常状态下的 5 倍。

结合系统自动诊断结论及振动分析, 判断脱硫循环泵入口端 31312 轴承外滚道存在故障; 停机对设备进行检修, 发现轴承外滚道有明显剥落。通过



图6 轴承外圈剥落

系统进行的数据分析及系统自动诊断结论与故障实际情况相符, 系统监测及诊断准确有效。

4 结语

天然气净化厂运转设备在线监测系统针对净化装置运转设备的特点, 实现设备状态的实时监测、数据分析和故障诊断, 可及早发现设备潜在故障征兆, 辅助设备管理人员制定检修维护方案, 实现设备预防性维修, 提高净化装置的运行平稳性, 延长设备的使用寿命。

将该系统应用于某天然气净化厂脱硫溶液循环泵, 有效的监测出设备振动异常, 并诊断出故障原因和位置。现场应用表明, 该系统满足天然气净化厂运转设备状态监测与在线诊断的实时性和精确性要求, 具有广泛的推广价值。

参考文献

- [1] 国家能源局, 国务院发展研究中心资源与环境政策研究所, 自然资源部油气资源战略研究中心. 中国天然气发展报告[R]. 2021.
- [2] 黄文虎, 夏松波. 设备故障诊断原理、技术及应用[M]. 北京: 科学出版社, 1996.
- [3] 李民中. 状态监测与故障诊断技术在煤矿大型机械设备上的应用[J]. 煤矿机械, 2006, 27(3): 534-535.
- [4] 董庆典. 滚动轴承的故障诊断[J]. 工程技术: 文摘版, 2016(8): 245-246.
- [5] 宁少慧. 基于嵌入式传感器的齿轮箱早期故障诊断研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2017.

作者简介: 彭银华(1986-), 男, 石油矿场机械专业, 硕士研究生, 毕业于西南石油大学, 工程师, 现从事天然气处理工作。

收稿日期: 2022-09-10

一种新型煤矿装载机铲斗的参数设计与分析*

梁光明^{1,2}, 温 鸿², 王虎奇^{2▲}

(1. 广西柳工机械股份有限公司, 广西 柳州 545007; 2. 广西科技大学 机械与汽车工程学院, 广西 柳州 545616)

摘 要:在露天煤矿中, 煤矿装载机主要的作业流程是将爆破后的松散煤矿铲装到卡车上, 再由卡车将煤运出工地。针对煤矿企业提出的煤矿装载机铲斗容量与运输卡车容量不匹配导致装卸效率低、铲斗磨损严重等问题, 基于四个基本参数法对某 5 吨煤矿装载机铲斗进行参数设计, 结合装载机作业工况及露天煤矿物料特点, 进而确定煤矿铲斗的几何形状, 再通过 UG 建立与实际尺寸相同的三维模型。在三种典型的载荷工况下, 使用 Workbench 对模型进行静力学分析, 得到铲斗的应力与位移分布, 分析的结果均满足材料的许用范围, 故该分析结果可作为装载机铲斗设计和优化的依据, 对相似作业流程及物料特点的工程机械和结构的改进与计算有一定的工程指导意义。

关键词:露天煤矿 铲斗 参数设计 Workbench 有限元分析

中图分类号: TH342

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)04-0066-04

Parameter design and analysis of a new-type coal loader bucket

LIANG Guangming, WEN Hong, WANG Huqi

Abstract: In open-pit coal mine, the main operation process of the coal loader is to shovel the loose coal into the truck, and then the truck will transport the coal to the site. Aiming at the problem that the coal loader bucket capacity and the transport truck capacity does not match (which results in low efficiency of loading/unloading, and severe wear of the bucket), based on the four-basic-parameter method, the bucket of a certain five-ton coal loader is designed. Based on the operating conditions of the coal loader and the material characteristics of the open-pit coal mine, the geometric shape of the bucket is determined. UG is used to build a 3D model, and Workbench is used to statically analyze the model under three typical load conditions. The stress and displacement distributions of the bucket are obtained. The analysis results all meet the allowable range of the material, so the analysis results can be used as the basis for the design and optimization of the loader bucket. This study has certain guiding significance for the improvement and calculation of machinery and structure with similar operation flow and material characteristics.

Keywords: open-pit coal mine, bucket, parameter design, Workbench, finite element analysis

0 引言

装载机是一种集铲装、运输、卸料于一体的大型设备, 具有机动灵活、操作简单、工作效率高等优点^[1], 已成为露天煤矿开采中必不可少的设备。在开采环节中, 铲斗作为煤矿装载机的主要工作装置之一, 对生产效益有着重要影响, 是装载机性能的重要指标。由于煤矿装载机在露天煤矿作业中环境恶劣, 装载机铲装煤矿的过程中, 铲斗频繁与物料直接接触, 常造成铲斗磨损严重甚至断裂问题, 为了保证煤矿装载机工作可靠高效。本文对某 5 吨煤矿装载

机铲斗根据露天煤矿作业工况进行合理开发, 并在典型的三种工况下进行结构强度校核, 为煤矿装载机铲斗的结构优化提供理论依据。

1 铲斗几何参数设计与工况分析

1.1 铲斗几何参数设计

铲斗主要由斗底壁、圆弧壁、切削刃板、侧刃、挡板以及铰接耳板组成^[2]。根据煤矿企业对铲斗提出的阻力小、工作效率高、耐磨及使用寿命长等要求进行铲斗设计。本文采用郭凌汾^[3]提出的四个基本参数法来确定铲斗的几何尺寸参数(图 1), 该方

法的四个基本参数:

1) 斗张角 E_0 , 由斗底和斗壁二直线组成的夹角。

2) 底弧比 D , 是斗底长度 L 与圆弧半径 R 的比值。

3) 侧刃倾角 E_1 , 铲斗侧壁切削刃相对斗底的倾角。

4) 挡板高度系数 F , 后挡板高度 M 与铲斗圆弧半径 R 之比。

据国内外论文及装载机的样本和图纸统计^[4], 得到5吨装载机铲斗四个参数的大致范围为 $E_0 = 38^\circ \sim 45^\circ$, $D = 1.2 \sim 1.8$, $E_1 = 50^\circ \sim 60^\circ$, $F = 0.30 \sim 0.35$ 。

为满足煤矿企业的设计要求, 确定 $E_0 = 40^\circ$, $D = 1.3$, $E_1 = 55^\circ$, $F = 0.3$; 铲斗的净宽 W 由装载机的

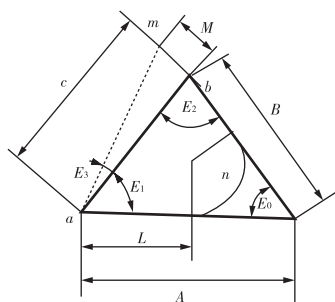


图1 铲斗斗形及参数

轮距确定, 参考同类样机定为3m; 为减小铲斗的阻力, 铲斗的斗底角为 0° ; 煤矿专用铲斗的容量基于物料的密度和使得装载机铲斗容量与卡车的装载容量能良好匹配, 提高装卸、运输的作业效率的考虑, 最终确定铲斗容量 V_s 为 3.8 m^3 。

铲斗的侧面积公式:

$$S = \frac{1.2 \times W}{V_s} \quad (1)$$

式中: 1.2 为考虑堆装斗容约为平装斗容的1.2倍^[2]; S 表示图1铲斗的侧面积 $\text{anbm}(\text{m}^2)$

$$A = L + R \cdot \text{ctg} \frac{E_0}{2} = R \left(D + \text{ctg} \frac{E_0}{2} \right) \quad (2)$$

$$B = \frac{\sin E_1}{\sin E_2} \cdot A \quad (3)$$

$$C = \frac{\sin E_0}{\sin E_2} \cdot A \quad (4)$$

铲斗圆弧半径公式:

$$R = \sqrt{\frac{S}{0.5 \left(D + \text{ctg} \frac{E_0}{2} \right)^2 \cdot \frac{\sin E_0 \cdot \sin E_1}{\sin E_2} + 0.5 F \frac{\sin E_0}{\sin E_2} \cdot \left(D + \text{ctg} \frac{E_0}{2} \right) - \text{ctg} \frac{E_0}{2} + 0.5 \pi \left(1 - \frac{E_0}{180} \right)}} \quad (5)$$

经计算 $S = 1.056 \text{ m}^2$, $R = 0.575 \text{ m}$, $L = 0.748 \text{ m}$, $M = 0.173$, $A = 2.327 \text{ m}$, $B = 1.191 \text{ m}$, $C = 1.502 \text{ m}$ 。

由于露天煤矿都是经过爆破后的松散煤矿, 故铲斗铲装煤矿时不需要安装斗齿对煤矿进行切碎处理, 同时为保证切削刃的耐磨性, 本文在切削刃处增加了可拆卸的副切削刃板: A—侧切削刃, B—中切削刃, 如图2、图3所示。当副切削刃磨损到一定程度后, 可拆换, 从而延长了铲斗的使用寿命。

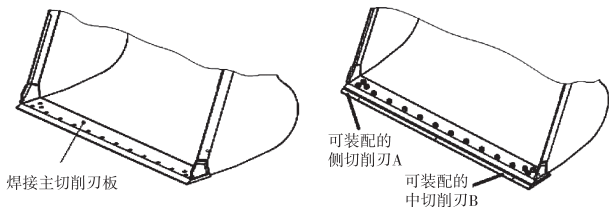


图2 铲斗的主切削刃 图3 铲斗的装配式副切削刃

根据上述确定的几个关键设计点参数, 开展煤

矿专用铲斗的设计, 最后使用UG完成铲斗的三维模型, 如图4。

1.2 典型工况分析

装载机在铲装煤矿时, 主要是由铲斗铲入物料、铲取物料、掘取物料三个工况组成, 而这三个典型工况下的受力情况如下^[5-7]:

(a) 铲斗插入物料时, 铲斗受到与装载机牵引力等大的水平物料阻力。阻力位置集中在主切削刃、副切削刃、侧刃位置。

(b) 铲斗提取物料时, 认为铲斗的圆弧和斗底处只受垂直掘取力的作用。

(c) 铲斗铲取物料时, 铲斗除了斗底受到插入时的物料阻力, 铲斗圆弧和斗底还受到物料的垂直向下的重力作用, 该重力的大小与装载机的掘取力

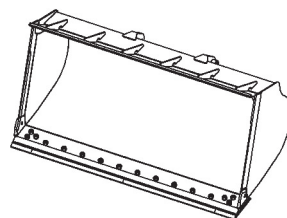


图4 设计完成的煤矿专用铲斗

相等。

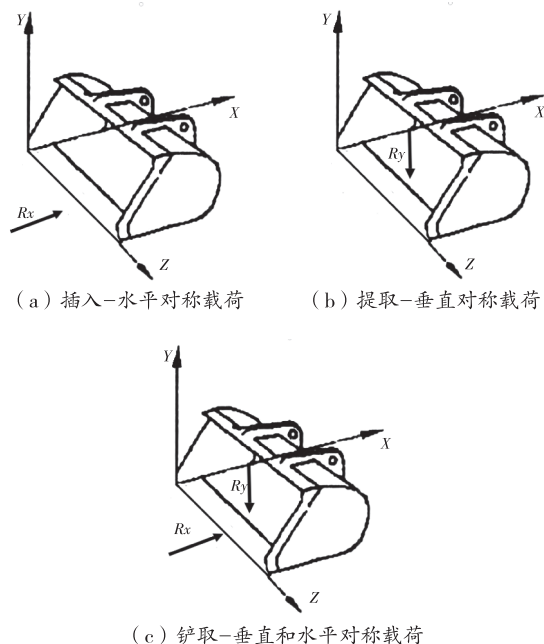


图5 铲斗的3种典型工况

2 有限元分析

在UG中对铲斗三维模型中结构受力无关性部分进行简化处理,将模型保存为 x_t 的格式后,再将其导入有限元软件Ansys Workbench中,进行静力学分析。

2.1 铲斗的材料

该装载机铲斗的主切削刃与可装配的副切削刃选择耐磨性和屈服强度两者特性都高的20CrMnMo材料,其余部分选择16Mn材料,二者材料力学性能如表1所示。

表1 各材料力学性能

材料	弹性模量 E/GPa	泊松比 μ	屈服强度 σ_s/MPa
20CrMnMo	210	0.3	885
16Mn206	206	0.3	345

2.2 网格划分及边界条件施加

因为铲斗的三维模型尺寸较大和计算机分析能力有限,因此对整个铲斗的单元大小设为30 mm,对整体自由划分网格,网格划分结果如图6,得到网格节点数为147197个,单元数为70625个。根据铲斗

的作业情况,对铲斗的斗耳板和挂耳板的三个销孔处的六个自由度,采用全约束的方式进行约束固定。

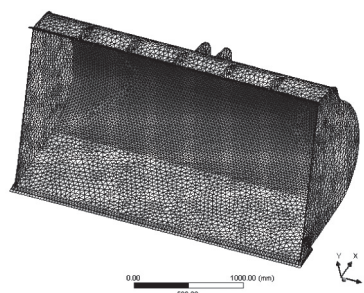


图6 网格的划分

2.3 载荷的施加与求解

铲斗将应用于某5吨煤矿装载机,该装载机的最大掘取力为158 kN,最大牵引力为150 kN^[8],根据1.2小节表述的三种典型载荷工况,在装载机铲斗插入物料时,铲斗的切削刃、副切削刃、侧刃表面受到最大的水平载荷为150 kN,在装载机提取物料时,铲斗的圆弧及斗底受到最大垂直载荷为158 kN,而在装载机铲斗铲取物料时,则将前两者的受力情况综合施加。由于铲斗的作业对象是松散的煤矿粉,故按对称载荷来模拟计算,更接近实际情况。铲斗在水平对称载荷、垂直对称载荷、水平垂直对称载荷下的应力与位移分析云图如图7-图12所示。

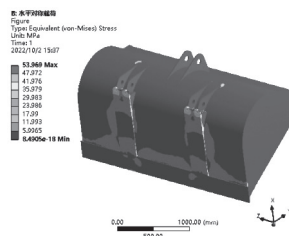


图7 水平对称载荷下的应力云图

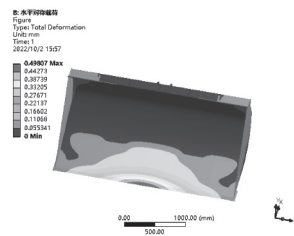


图8 水平对称载荷下的位移云图

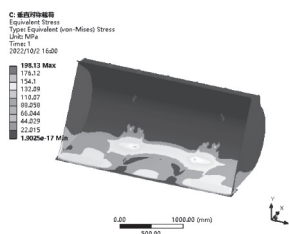


图9 垂直对称载荷下的应力云图

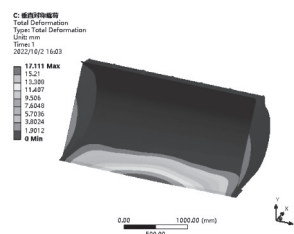


图10 垂直对称载荷下的位移云图

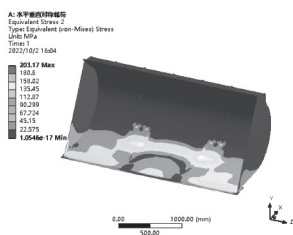


图 11 水平垂直对称载荷下的应力云图

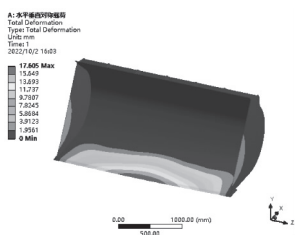


图 12 水平垂直对称载荷下的位移云图

2.4 结果分析

由求解结果可知,铲斗中最大变形位置主要发生在切削刃处,而较大的应力大部分都集中在斗耳板靠近斗壁底板位置,二者的位置与实际情况相符合,表明分析结果具有一定准确性。另外应力的分布对称性较好,也说明了铲斗有限元模型的合理性。

从位移云图(图 8 图 10 图 12)中可以发现,变形位置主要集中在切削刃的中间位置,铲取时所受的水平对称载荷导致的最大变形量为 17.61 mm,插入时最大位移量为 0.50 mm,提取时的最大位移量 17.11 mm 介于两者之间,总体位移量均在许可范围内,且可以考虑将可装配的两块副切削刃 B 制成一块可装配的副切削刃来提高切削刃中间位置的强度,进而减小切削刃中间位置的变形量,从而在不增加质量的情况下,提高铲斗切削刃的强度。

从应力云图(图 7 图 9 图 11)中可以发现,煤矿铲斗在铲取的最大等效应力为 203.17 MPa,此工况下最大,其次是在提取工况下铲斗的最大等效应力为 195.13 MPa,最后是铲斗插入物料时的最大等效应力为 53.97 MPa。在只有水平对称载荷时,最大应力主要集中在两斗耳与斗壁的焊接处,另外两种工况的最大应力都集中在斗底的护板位置,其他部分应力较小。三种典型工况下的最大应力都小于表 1 中材料的屈服强度,故铲斗在三种受载情况下各个部分均满足强度要求。在保证装载机的工作性能及生产效率的情况下,可对应力较小的部位进行优化,如使用强度较小的材料或者减少材料的用量,同时提高生产企业的焊接技术,有利于延长铲斗的使用寿命。

3 结语

本文采用四基本参数法对露天煤矿装载机铲斗

进行几何参数设计,并根据露天煤矿物料特点,将铲斗斗齿替换成可进行替换并延长铲斗的使用寿命的装配的副切削刃,最终确定铲斗的三维模型。使用 Ansys Workbench 对煤矿铲斗进行有限元分析,其分析结果与铲斗实际情况中的应力与应变较为接近,且最大等效应力小于材料的屈服强度,最大位移变形量在允许范围内,总体满足铲斗作业要求。为进一步对装载机铲斗进行优化设计提供了理论参考。

参考文献

- [1] 吉林工业大学工程机械教研室. 轮式装载机设计[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1982.
- [2] 高华. 装载机铲斗设计[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2015.
- [3] 郭凌汾, 金万钧, 刘述学, 等. 装载机铲斗设计新方法[J]. 工程机械, 1986(7): 6-9.
- [4] 刘述学, 金万钧, 郭凌汾, 等. 装载机铲斗合理形状的试验研究[J]. 农业机械学报, 1994(1): 72-77.
- [5] 王虎奇, 何海钊, 陈忠毅. 基于 ANSYS 的装载机铲斗结构静强度的有限元分析[J]. 广西工学院学报, 2009, 20(3): 92-95.
- [6] 石沛林, 徐冠林, 张立荣. ZL50 型装载机铲斗的应力分析与结构优化设计[J]. 工程机械, 2008(6): 29-33.
- [7] 王海芳, 汪澄, 戴亚威. 装载机铲斗有限元及疲劳分析[J]. 煤矿机械, 2016, 37(1): 96-98.
- [8] 刘晋霞, 蔚东洋, 钟佩思. 装载机铲斗受力分布及强度分析[J]. 矿山机械, 2012, 40(10): 43-47.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51565006)。

作者简介: 梁光明(1981-), 男, 广西南宁人, 高级工程师, 硕士研究生, 研究方向: 工程机械设计研究。

温鸿(1997-), 江西赣州人, 在读硕士研究生, 研究方向: 工程机械结构系统优化设计。

通讯作者: 王虎奇(1971-), 男, 湖南长沙人, 博士研究生, 教授, 主要研究方向: 工程机械结构系统优化设计。

收稿日期: 2022-10-12

工艺参数对 FDM 成型塑料制品力学性能的影响^{*}

郭 章

(贵州装备制造职业学院, 贵州 贵阳 550000)

摘 要:主要研究了打印速度和层高这两个关键工艺参数及其交互作用对采用熔融沉积(FDM)方式加工的标准塑料制品试件力学性能的影响规律。以聚乳酸(PLA)作为原料,采用创想三维的 Ender-3s 型 3D 打印机,分别制备了填充率在 20%、30% 和 50% 三种情况下,不同打印速度和打印层高时,试件的抗拉强度,并对拉伸试验所获得的数据进行等重复双因素方差分析。研究结果显示:打印速度和层高均对试件抗拉强度有显著影响,其中以打印层高影响效果最为显著;20%、30% 和 50% 三种情况中交互作用对试件力学性能的影响也较为显著。在相关采用 FDM 工艺制备的塑料制品的设计和使用中应当充分考虑这几个因素的影响。

关键词:工艺参数 FDM 塑料制品 等重复方差分析 力学性能

中图分类号:TQ320.66

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)04-0070-04

Effect of processing parameters on mechanical properties of FDM molded plastic products

GUO Zhang

Abstract: This paper mainly studies the influence of printing speed and layer height and their interaction on the mechanical properties of standard plastic products processed by fused deposition modeling (FDM). Polylactic acid (PLA) was used as the raw material, and the Ender-3s 3D printer was used to study the tensile strength of the test piece at different printing speeds and printing layer heights under three conditions of filling rates (20%, 30% and 50%). The data obtained from the tests were analyzed by equal-replicate double-factor ANOVA. The results showed that both printing speed and layer height had significant effect on the tensile strength of the test piece, and the printing layer height had the most significant effect. In the three cases of 20%, 30% and 50% filling rates, the interaction also had a significant effect on the mechanical properties of the test piece. These factors should be fully considered in the design and use of plastic products processed by FDM.

Keywords: process parameters, FDM, plastic product, equal-replicate analysis of variance, mechanical properties

0 引言

3D 打印技术是一种目前已经获得广泛应用的先进制造技术,作为一种全新的增材制造技术,其具有成本低、效率高和适应性强等优点,特别适合小批量定制生产。在众多的 3D 打印技术之中,熔融沉积成型(Fused Deposition Modeling, FDM)是一种较为成熟的制备塑料产品的打印技术,其在教育和文创领域有着十分广泛的应用。FDM 成型的流程首先是由用户在三维造型软件中设计出所需打印产品的三维模型;然后将三维模型导入切片软件中获得 stl 打印模型;然后导入 3D 打印机中进行打印;最后

对打印的模型进行去丝和打磨等后处理四道工序。其中,在最关键的打印环节中,3D 打印机的喷头将产生高温熔化 PLA 等原材料,并通过针孔大小的挤出头将熔融状态的原料沉积在打印平台上,从而一层层的堆叠成所需的三维形状。

在 PLA 塑料件的 3D 打印过程中,产品的性能受到多种因素的影响,如打印温度、填充率、打印层高和打印速度等。其中打印温度和填充率对打印产品的影响已有多位学者进行了研究。本文重点研究在不同的打印速度和打印层高的条件下,塑料制品试件力学性能的变化规律。

1 试验材料与方法

1.1 试验材料

本文试验采用深圳创想三维公司的 cr-PLA 线材,这是一种优质的 3D 打印耗材,被广泛应用在 FDM 成型塑料制品的加工中,材料的相关参数如表 1 所示。

表 1 试验用 cr-PLA 材料的相关工艺参数

密度	线材直径	喷头温度	吸水性	拉伸强度	热床温度	溶体流动速度
/(g/cm ³)	/mm	/℃	/%	/MPa	/℃	/(g/min)
1.25	1.75	195~220	0.5	>60	45~55	5~7

1.2 试验设备

本文试验采用深圳创想三维公司 Ender-3s 桌面型 3D 打印机,该打印机在打印 PLA 材料时的推荐打印温度为 210℃,推荐热床温度为 50℃,打印产品的最大尺寸为 300 mm×300 mm×400 mm。

1.3 试验方法

为了测试在不同打印速度、打印层高和填充率等工艺条件下试件的力学性能,本文拉伸试验按照 GB/T 1040.1—2006 进行。拉伸试样采用 3D 打印直接获得,试样的形状和尺寸按照以上国标制备,具体形状尺寸如图 1。

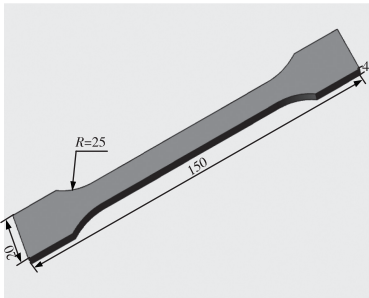


图 1 拉伸试样的形状和尺寸

首先,采用 UG 软件按照图 1 数据直接绘制试样的三维模型,并将模型输出为 STL 格式,然后采用 Simplify 3D 软件对模型进行打印参数设置。本文参考相关研究成果和 3D 打印机的推荐参数,设置除打印速度和打印层高以外的主要工艺参数,如表 2 所示。

表 2 拉伸试样打印的相关工艺参数

打印温度	热床温度	支撑类型	外壳厚度	喷嘴直径	填充
/℃	/℃	/mm	/mm	/mm	类型
200	50	无	1.2	0.4	蜂窝形

由于试件的力学性能与填充率成正相关,而过高的填充率又会增加打印成本和打印时间,因此目前工程实践中最常用的打印填充率为 20%、30% 和 50%。打印层高则按照本款打印机 z 轴螺杆的螺距倍数,分别选择 1.2 mm、1.6 mm、2.0 mm 和 2.4 mm,打印速度选择日常最常用区间内的 50 mm/s、60 mm/s、70 mm/s、80 mm/s。为消除试验过程中偶然因素的影响,每一种工艺参数制备 2 组平行试样进行拉伸试验并记录其最大抗拉强度,本次试验一共制备了 96 组拉伸试样。

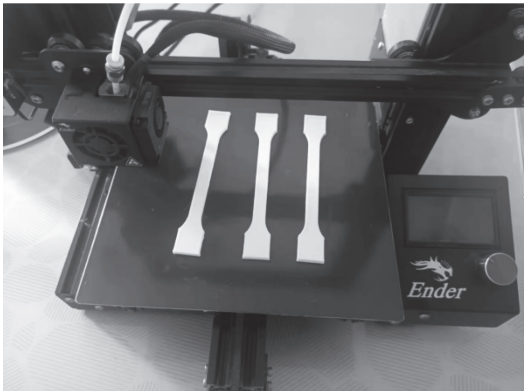


图 2 试验所用打印机

2 试验结果与讨论

在试验过程中,打印速度和打印层高的变化对 PLA 材料打印试样的抗拉强度的改变具有明显影响,但是无法定量确定二者的独立影响水平和它们之间交互作用的影响水平。因此,采用可重复双因素方差分析的方式对试验数据进行分析,试样力学性能的影响因子为打印速度和打印层高两个因素,分别记为因素 A 和 B,其交互作用记为 A×B,其因素水平如表 3 所示。由于填充率对试样抗拉强度有着明显影响,因此选择打印填充率为 20%、30% 和 50%,对试验数据进行分别分析,分别记录试验中的抗拉强度,如表 4 至表 6 所示。

表3 试验因素水平表

水平	影响因子	
	打印速度 A/(mm/s)	打印层高 B/mm
1	50	1.2
2	60	1.6
3	70	2
4	80	2.4

表4 双因素作用下的试验数据表
(填充率为20%,抗拉强度单位为MPa)

因素	A1(50)	A2(60)	A3(70)	A4(80)
B1(1.2)	32.4	26.8	25.3	22.8
	32.5	27.5	26.1	23.2
B2(1.6)	30.4	25.8	23.3	20.8
	30.5	26.5	23.1	21.2
B3(2.0)	29.3	24.1	22.2	20.1
	29.5	24.4	22.4	20.3
B4(2.4)	26.4	23.2	21.1	19.2
	26.5	23.4	21.3	19.1

表5 双因素作用下的试验数据表
(填充率为30%,抗拉强度单位为MPa)

因素	A1(50)	A2(60)	A3(70)	A4(80)
B1(1.2)	33.2	28.2	26.6	23.6
	33.3	27.9	27.3	24.2
B2(1.6)	31.5	27.2	25.1	21.7
	30.9	27.3	25.2	22.2
B3(2.0)	29.8	25.6	24.3	22
	29.7	25.8	24.4	21.7
B4(2.4)	27.4	24.3	23.1	19.8
	28.2	24.6	22.7	19.9

表6 双因素作用下的试验数据表
(填充率为50%,抗拉强度单位为MPa)

因素	A1(50)	A2(60)	A3(70)	A4(80)
B1(1.2)	34.6	29.3	27.4	24.8
	34.2	28.9	28.2	25.3
B2(1.6)	32.4	27.9	26.3	22.4
	32.1	28.3	26.4	23.1
B3(2.0)	30.3	27.5	25.3	22.8
	30.6	26.9	24.8	22.7
B4(2.4)	28.6	26.3	24.1	20.4
	29.4	25.8	23.9	21.2

将上表中测得的抗拉强度数值记为 x_{ij} , 其中, $i = 1, 2, \dots, r$ 为因素 A 的水平序号, $j = 1, 2, \dots, s$ 为因素 B 的水平序号。设 x_{ij} 满足 $x_{ij} \sim N(\mu_{ij}, \sigma)$, σ_i 为因素 A 的水平效应, β_i 为因素 B 的水平效应, γ_{ij} 为 σ_i 和 β_i 的交互作用。则考虑打印速度和层高的交互作用, 取以下分析模型进行计算。

检验假设条件:

$$\begin{cases} H_{0A}: \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 \\ H_{1A}: \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4 \text{ 不完全相等} \\ H_{0B}: \beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 \\ H_{1B}: \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4 \text{ 不完全相等} \\ H_{0AB}: \gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_3 = \gamma_4 \\ H_{1AB}: \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4 \text{ 不完全相等} \end{cases}$$

如果 H_{0A} (或 H_{0B}) 成立, 则认为因素 A (或 B) 的影响不显著。分别计算出因素 A、B 的偏差平方 S_A 、 S_B , A × B 的交互偏差平方和 $S_{A \times B}$ 和误差平方和 S_E 。当 H_{0A} 为真时, 可以证明 $F_A \sim F(r-1, rs(t-1))$, 取显著性水平为 α , 得假设 H_{0A} 的拒绝域 $F_A \geq F(r-1, rs(t-1))$ 。类似的可以得到 H_{0B} 和 H_{0AB} 的拒绝域, 具体计算方式如表 7 所示。

表7 有重复试验双因素方差分析表

方差来源	平方和	自由度	均方和	$F_{\text{统计量}}$	$F_{\text{临界值}}$
因素 A	S_A	$r-1$	$\overline{S_A} = \frac{S_A}{r-1}$	$F_A = \frac{\overline{S_A}}{\overline{S_E}}$	
因素 B	S_B	$s-1$	$\overline{S_B} = \frac{S_B}{s-1}$	$F_B = \frac{\overline{S_B}}{\overline{S_E}}$	
交互作用	$S_{A \times B}$	$(r-1)(s-1)$	$\overline{S_{A \times B}} = \frac{S_{A \times B}}{(r-1)(s-1)}$	$F_{A \times B} = \frac{\overline{S_{A \times B}}}{\overline{S_E}}$	

即对于试验中的打印速度和层高两个因素 A 和 B, 及其交互作用 A × B, 当其统计量 F 大于临界值时, 其对试件抗拉强度的影响显著, 反之则不显著。

将表 4-表 6 中的数据带入 SPSS 软件进行计算, 取置信度 $\alpha = 0.05$, 可以计算出本文所需的各个关键指标, 如表 8-表 10。

由表 8、表 9、表 10 的计算结果可知, 在打印填充率为 20%、30% 和 50% 的试验条件下, A、B、A × B 三个因素的 $F_{\text{统计量}}$ 均大于 $F_{\text{临界值}}$ 。因此, 打印速度和打印层高对试件的抗拉强度都有显著影响, 其中打印层高的影响最为显著, 其次为打印速度, 打印速度和打印层高的交互作用效应显著, 但其在试样中的

效应显著且显著水平明显低于打印速度和打印层高,且随着填充率的增加,A,B,A×B三个因素的显著性降低,这是由于随着填充率的增加,试样内部会形成更好的粘连效应,从而削弱了每层截面间粘连效应对试样总强度的影响。

表8 填充率为20%时的方差分析结果

差异源	自由度	$F_{统计量}$	$F_{临界值}$
A	3	408.5	3.238
B	3	1574.2	3.238
A×B	9	8.408	2.537

表9 填充率为30%时的方差分析结果

差异源	自由度	$F_{统计量}$	$F_{临界值}$
A	3	313.64	3.238
B	3	1252.51	3.238
A×B	9	4.67	2.537

表10 填充率为50%时的方差分析结果

差异源	自由度	$F_{统计量}$	$F_{临界值}$
A	3	181.82	3.238
B	3	797.07	3.238
A×B	9	4.04	2.537

从表4、表5、表6还可以看出,在打印填充率为20%、30%和50%的试验条件下,试样的抗拉强度随着打印速度和打印层高的增加均呈现出逐步降低的规律,这是由于过快的打印速度会导致试样在水平方向上的粘接力较弱,甚至出现拉丝等缺陷;较大的层高会导致试样在z方向上的粘接层数目减少,从而降低层与层之间的粘连效应,使得试件总体的强度降低。

3 结论

本文主要对采用FDM技术成型的塑料制品试样进行了研究,经过相关试验发现:

(1)在打印填充率为20%、30%和50%三种试验条件下,打印速度、打印层高和二者的交互作用对试样抗拉强度均有显著影响,其影响效果依次为打印层高>打印速度>二者交互作用。

(2)在三种填充率条件下制备的各组试样,其抗拉强度随着打印速度和打印层高的增加均呈现出逐步降低的规律。

参考文献

[1] 李培芬,陈德裕.制样工艺对3D打印制品的拉伸性能影响研究[J].计量与测试技术,2022,49(7):38-40.
[2] 赵静,魏天路,陈兴强,等.熔融沉积3D打印PLA制件力学性能影响因素及其数学模型[J].塑料工业,2022,50(7):91-96.
[3] 邹能,钱丽华,黄书峰.熔融沉积成型机理与抗弯力学性能试验研究[J].试验技术与管理,2022,39(2):34-39.
[4] 冯丹艳.基于FDM技术3D打印典型零件的力学性能和质量研究[J].装备制造技术,2022(2):50-52.
[5] 关天民,李钰,翟贇,等.熔融沉积工艺成型材料的力学性能研究[J].中国塑料,2021,35(6):68-73.
[6] 张紫阳,孟家光,薛涛,等.3D打印参数对柔性聚乳酸服装面料力学性能的影响[J].合成纤维,2021,50(4):31-34.
[7] KURITA H, BERNARD C, LAVROVSKY A, et al. Tensile properties of mechanically defibrated cellulose nanofiber reinforced polylactic acid matrix composites fabricated by fused deposition modeling[J]. Transactions of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2021, 38(1): 68-74.
[8] 徐良文,吴章平,陈守军,等.FDM工艺参数对PLA试件力学性能的影响[J].塑料工业,2020,48(10):92-96.

基金项目:清镇市软科学研究项目:“数字贵州”视域下贵阳老龄健身产品设计应用研究([2023]清科合同字第13号);贵州装备制造职业学院院级科研项目:工艺参数对3D打印试件力学性能和成形质量的影响研究(ZBKY2021-002)。

作者简介:郭章(1983-),男,汉,山东人,讲师,硕士学历,研究方向:工业设计,3D打印。

收稿日期:2022-09-20

侧翻脱模机支座结构参数对其接触应力影响分析*

王志标^{1,2}, 叶玉全^{1,2}, 陈波^{1,2}, 张鑫^{1,2}, 王佳瑶^{1,2}

(1. 湖南工业职业技术学院 机械工程学院, 湖南 长沙 410208;

2. 复杂薄壁精密零件智能柔性加工技术湖南省工程研究中心, 湖南 长沙 410000)

摘要: 支座是侧翻脱模机中一个重要零件, 起到支撑的作用, 其结构参数影响整个系统的可靠性。针对支座结构参数设计问题, 对其进行理论分析与仿真研究。对侧翻过程进行受力分析, 采用有限元方法对不同支座结构参数模型进行仿真。在侧翻脱模机工作过程中, 随着支座厚度、转轴直径增大使支座与转轴接触应力减小, 转轴直径 d 相对于支座厚度 t 对支座与转轴接触的 Mises 应力敏感, 为类似支座结构参数设计提供了参考。

关键词: 侧翻脱模机 支座结构参数 有限元分析 Mises 应力

中图分类号: TH122

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)04-0074-05

Influence of Bearing Structure Parameters on the Contact Stress of the Rollover Demoulding Machine

WANG Zhibiao, YE Yuquan, CHEN Bo, ZHANG Xin, WANG Jiayao

Abstract: Bearing is an important part of the rollover demoulding machine. Its structure parameters affect the reliability of the whole system. Aiming at the design problem of the bearing structure parameters, theoretical analysis and simulation research are carried out. The force analysis of the rollover process is carried out, and the finite element method is used to simulate the models with different bearing structure parameters. During the working process of the rollover demoulding machine, with the increase of the thickness of the bearing and the diameter of the shaft, the contact stress between the bearing and the shaft decreases. Compared with the thickness of the bearing, the diameter of the shaft is more sensitive to the Mises stress of the contact between the bearing and the shaft. This study has provided a reference method for the design of similar bearing structure parameters.

Keywords: rollover demoulding machine, bearing structure parameters, finite element analysis, Mises stress

侧翻脱模机是混凝土预制构件自动化生产中的重要设备, 其作用是将水平状态的模台和预制构件侧翻至 $80^\circ \sim 90^\circ$ 。支座在侧翻脱模机中起到支撑的作用, 侧翻脱模机系统一般由 2~3 个侧翻单元、模台和预制构件组成, 其工作过程如图 1 所示。

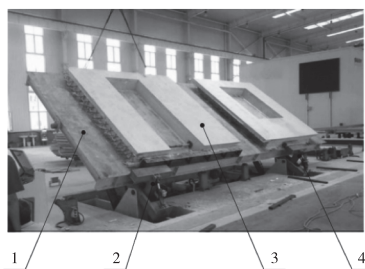


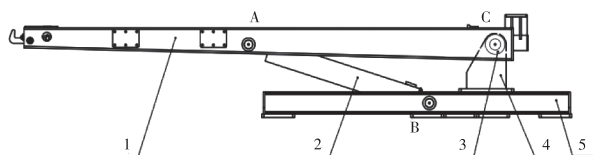
图 1 侧翻脱模机工作示意图

目前, 国内外学者对支座及类似零件的结构参数设计、优化等内容进行了一系列的研究, 肖龙波对包装货物装卸机上料臂支座进行了优化设计, 以模型质量、最小变形为目标进行了响应面法的多目标参数化优化^[1]。天津大学建筑设计规划研究总院有限公司于敬海研究员对管桁架新型十字管板支座节点进行了试验与有限元分析^[2]。陈辉对矿用液压支座接头进行了模态性能分析及优化, 该研究为液压支架接头的综合性能分析和优化提供了参考^[3]。王纯等人基于改进的粒子群算法, 对齿轮传动系统进行了多目标优化设计^[4]。申奇志等对长臂架混凝土泵车高压泵送油缸缸口支座结构进行了优化及对比分析, 结果表明, 支座结构形式的改进不

仅能改善支座焊缝的应力分布,降低焊缝的应力值,而且能显著提高支座焊缝的疲劳寿命^[5]。陈松阳等以某型螺旋式臂架系统固定支座为研究对象,通过多目标遗传算法对固定支座进行多目标优化设计,优化后结构更加紧凑,综合性能明显提高^[6]。樊高宇等对直升机传动轴支座振动环境特性进行分析,建立支座有限元模型,得到支座应力最大值和危险部位分布位置^[7]。陈云信等应用参数化有限元分析技术,对桥梁铅芯橡胶支座进行了分析,阐述了如何运用参数化技术分析复杂组合结构^[8]。郝慧荣等对板簧橡胶支座进行了分析,采用仿真与实验相结合的方式,能够有效地找出板簧橡胶支座的故障原因^[9]。夏同伟等对某台大型反应设备耳式支座的结构进行了设计^[10]。

1 支座受力分析

侧翻单元主要由侧翻臂、举升油缸、转轴、支座和固定底座构成,支座安装在侧翻臂和固定底座之间,起到支撑侧翻臂的作用,侧翻单元装配示意图如图2所示。图中,A点为侧翻臂与举升油缸的铰点,B点为举升油缸与固定底座的铰点,C点为侧翻臂与支座的铰点。



1—侧翻臂; 2—举升油缸; 3—转轴; 4—支座; 5—固定底座。

图2 侧翻单元装配示意图

随着举升油缸的不断伸出,侧翻臂绕转轴进行旋转侧翻。对侧翻单元的三维模型进行分析可知,侧翻负载的重心落在举升油缸前铰点处,侧翻臂旋转到某一角度 θ 时,将侧翻单元系统按照A、B、C铰点进行简化,其受力分析如图3所示。

图中:A'—侧翻臂处于水平位置时与举升油缸

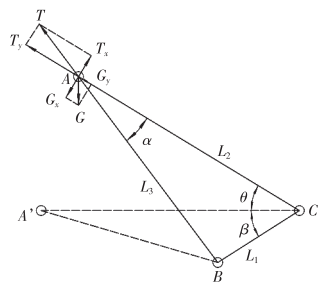


图3 侧翻过程受力分析

的铰点;

θ —侧翻臂旋转角;

β —侧翻臂水平状态时,侧翻臂与举升油缸后铰点和支座铰点连线的夹角,为常量;

α —侧翻臂与举升油缸之间的夹角;

L_1 —举升油缸后铰点到支座铰点的距离,为常量;

L_2 —举升油缸前铰点到支座铰点的距离,为常量;

L_3 —举升油缸前铰点和后铰点之间的距离;

T —举升油缸推力;

T_x —举升油缸推力垂直于侧翻臂方向的分力;

T_y —举升油缸推力沿侧翻臂方向的分力;

G —模台和预制构件的重力,为常量;

G_x —模台和预制构件重力垂直于翻臂方向的分力;

G_y —模台和预制构件重力沿侧翻臂方向的分力。

侧翻臂在旋转过程中,由于侧翻臂的旋转过程是匀速进行的,因此举升油缸分力 T_x 与单个侧翻单元承受的负载重力分力 G_x/n_0 相等,可得式(1),其中 n_0 为侧翻单元数量。

$$T_x = \frac{G_x}{n_0} \quad (1)$$

从而可知,单个侧翻单元转轴所承受力为式(2)。

$$F = \frac{G_y}{n_0} - T_y \quad (2)$$

根据侧翻脱模机及其举升的模台和预制构件实际工况,给定表1所示参数, ω_0 为侧翻臂转动的角速度,在工作中侧翻臂一般为匀速转动。

表1 各常量参数表

负载重力	距离	距离	角度	侧翻单元	角速度
G/N	L_1/mm	L_2/mm	$\beta/^\circ$	$n_0/\text{个}$	$\omega_0/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$
300000	800	2200	42	3	0.0175

根据式(1)、式(2)的受力分析,代入表1中数据计算得到不同位置转轴对支座压力的大小,如表2所示, t 为侧翻臂转动的时间。由结果分析可知,当侧翻臂旋转角 θ 为0度时,转轴对支座压力最大。

表 2 不同位置转轴对支座压力大小

转动时间 t/s	侧翻臂旋转角 $\theta/^\circ$	转轴受支座压力 F/N
0	0	299920
15	15	228117
30	30	172274
45	45	120305
60	60	64597
75	75	3523
90	90	100000

2 仿真分析

2.1 有限元模型建立

(1)几何建模。支座由底板、两块立板组成,转轴孔开在立板上,转轴用于和支座装配,利用 Solid-works 软件建立支座和转轴的实体模型。

(2)材料属性。支座材料采用的是 Q235,转轴材料采用 45#,具体参数如表 3 所示。

表 3 支座和转轴材料属性参数

材 料	弹性模量 $/\text{GPa}$	泊松比	密度 $/(g \cdot \text{cm}^{-3})$	屈服极限 $/\text{MPa}$
Q235	205	0.3	7.85	235
45#	210	0.31	7.85	355

(3)属性。支座与转轴均定义为变形体,接触定义设置如表 4 所示。

表 4 支座和转轴接触属性参数

接触部件	接触类型	控制算法	摩擦系数
支座和转轴	面面接触	罚函数算法	0.12

(4)网格划分。根据支座和转轴的结构,转轴和支座圆孔附近采用八结点线性六面体缩减积分单元(C3D8R)中性轴算法划分网格,支座其他部分采用进阶算法划分网格,建立有限元网格模型如图 4 所示。

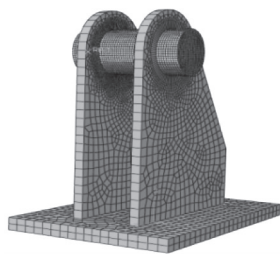


图 4 支座与转轴的有限元网格模型

(5)分析步(Step)与边界条件加载。初始分析步采用默认方式,分析步 1 负载按表 2 计算的不同位置下转轴对支座压力大小进行加载,在转角为 90° 时,侧翻臂停留 60 s,加载曲线如图 5(a)所示,支座的边界条件设置为整体固定,转轴的轴向固定;在工作中转轴带动侧翻臂的转动一般为匀速转动,转动角速度为 0.0175 rad/s ,加载曲线如图 5(b)所示。设置完成后,采用 ABAQUS 中的显示动力学求解器进行模拟仿真。

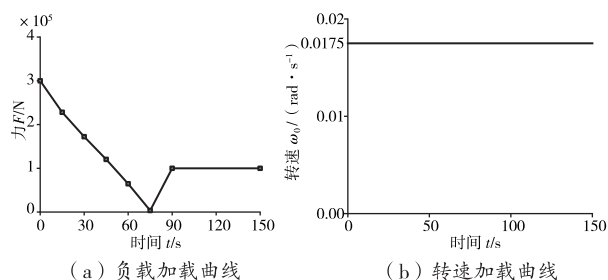


图 5 加载曲线图

2.2 仿真结果分析

(1)不同参数下支座 Mises 应力分析

建立支座厚度 t (支座两侧板厚度之和) 分别为 30 mm、35 mm、40 mm、45 mm、50 mm 的五组模型,按照上述设置步骤进行仿真,得到支座的 Mises 应力分布云图如图 6 所示。

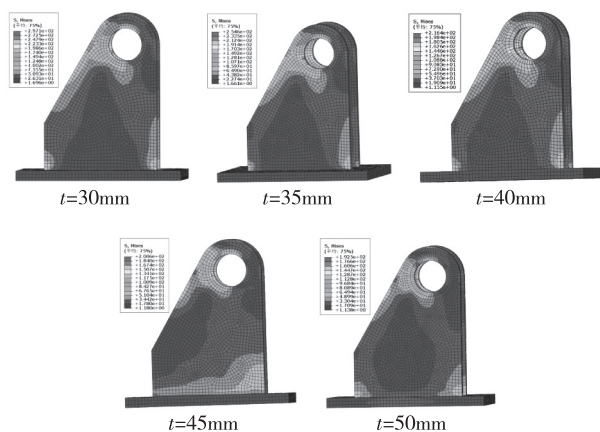


图 6 不同支座厚度时 Mises 应力云图

对数据进行处理,得到不同支座厚度参数下支座与转轴接触的 Mises 应力大小,如表 5 及图 7 所示。

表 5 不同支座厚度下 Mises 应力大小

项 目	支座厚度 t/mm				
	30	35	40	45	50
Mises 应力/MPa	297.1	254.6	216.4	200.6	192.5

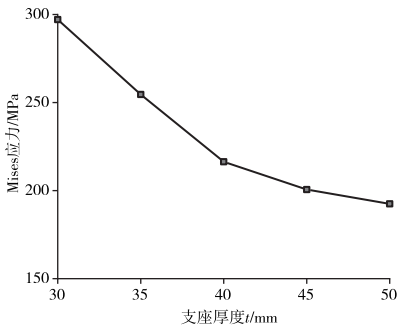


图 7 不同支座厚度时 Mises 应力大小图

根据设计要求,转轴与支座轴孔为间隙配合,配合间隙范围为 0.05 ~ 0.3 mm,建立转轴直径 d 分别为 90 mm、95 mm、100 mm、105 mm、110 mm 的五组模型。按照上述设置步骤进行仿真,得到支座的 Mises 应力分布云图如图 8 所示。

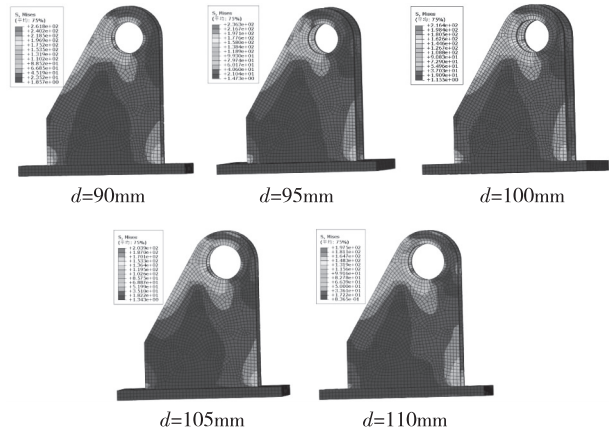


图 8 不同转轴直径时 Mises 应力云图

对数据进行处理,得到不同转轴直径参数下支座与转轴接触的 Mises 应力大小,如表 6 及图 9 所示。

表 6 不同转轴直径下 Mises 应力大小

项 目	转轴直径 d/mm				
	90	95	100	105	110
Mises 应力/MPa	261.8	236.3	216.4	203.9	197.5

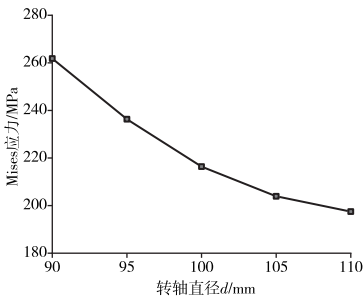


图 9 不同转轴直径 Mises 应力大小图

根据上述仿真结果可以得到,在侧翻脱模机工作过程中,随着支座厚度、转轴直径增大使得支座与转轴接触应力减小,支座厚度 $t=50\text{ mm}$ 比 $t=30\text{ mm}$ 时的 Mises 应力减小 35.2%,转轴直径 $d=110\text{ mm}$ 比 $d=90\text{ mm}$ 时的 Mises 应力减小 24.6%,因此适量增加支座厚度与转轴直径有利于支座承载。

(2) Mises 应力对各参数的相对敏感度分析

上述分析了不同参数下支座与转轴接触的 Mises 应力大小,通过式 (3) 可以得到 Mises 应力对各参数变化的相对敏感度。

$$S_{W_i} = \frac{(W_i - W_1)/W_1}{(P_i - P_1)/P_1} \quad (3)$$

式中: S_{W_i} 为相对敏感度;

W_i 为某参数下的 Mises 应力大小;

W_1 为初始参数下的 Mises 应力大小;

P_i 为支座结构参数;

P_1 为初始支座结构参数。

由此可以计算得到支座与转轴接触的 Mises 应力对支座厚度 t 变化的相对敏感度,如表 7 所示。

表 7 接触应力对支座厚度变化的敏感度

支座厚度 t/mm	相对敏感度 S_{W_i}
35	-0.86
40	-0.81
45	-0.65
50	-0.53

支座与转轴接触的 Mises 应力对转轴直径 d 变化的相对敏感度如表 8 所示。

由表 7、表 8,绘制不同支座厚度和转轴直径时支座与转轴接触 Mises 应力的相对敏感度图,如图

10 所示,图中 Δ 为不同支座厚度、转轴直径与初始值的差值。

表 8 转轴直径对支座厚度变化的敏感度

转轴直径 d/mm	相对敏感度 S_{W_i}
95	-1.75
100	-1.56
105	-1.32
110	-1.11

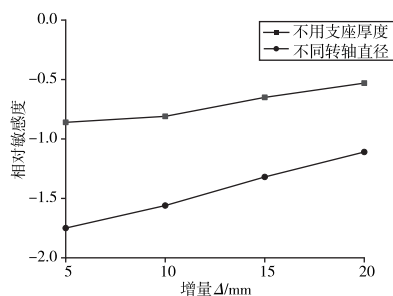


图 10 不同支座厚度和转轴直径时的敏感度

根据上述对比结果分析可知,支座与转轴接触的 Mises 应力对各参数变化的相对敏感度绝对值由大到小的顺序是转轴直径 d 、支座厚度 t ,不同转轴直径时的相对敏感度大约为不同支座厚度时的 2 倍,说明转轴直径对 Mises 应力影响较为明显;随着支座厚度与转轴直径的增大,相对敏感度绝对值变小,因此当转轴直径 d 、支座厚度 t 尺寸达到一定数值时,再改变其数值,对接触的 Mises 应力影响不大。

3 结论

以侧翻脱模机的支座为研究对象,对侧翻过程进行了受力分析,采用 ABAQUS 建立侧翻过程不同参数下支座与转轴的有限元分析模型,对仿真结果进行了分析。得到如下结论:

1) 支座厚度与转轴直径的增大有利于支座与转轴接触应力减小,支座厚度 $t=50\text{ mm}$ 比 $t=30\text{ mm}$ 时的 Mises 应力减小 35.2%,转轴直径 $d=110\text{ mm}$ 比 $d=90\text{ mm}$ 时的 Mises 应力减小 24.6%,因此在设计支座时,可以适量增加支座厚度与转轴直径。

2) 转轴直径 d 相对于支座厚度 t 对支座与转轴接触的 Mises 应力敏感,不同转轴直径时的相对

敏感度大约为不同支座厚度时的 2 倍,随着支座厚度与转轴直径的增大,相对敏感度绝对值变小,当其达到一定数值时,对接触的 Mises 应力影响不大。

参考文献

- [1] 肖龙波,贺磊,王正方,等.包装货物装卸机上料臂支座优化设计[J].山东理工大学学报,2021,35(6):81-86.
- [2] 于敬海,韩平,李路川,等.管桁架新型十字管板支座节点试验与有限元分析[J/OL].工业建筑(2021-07-19)[2023-03-11].<http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2068.TU.20210719.1347.002.html>.
- [3] 陈辉,王金龙,张夏琦,等.矿用液压支架联接头的模态性能分析及优化[J].煤矿机械,2021,42(8):131-134.
- [4] 王纯,韩加好,吉庆.基于改进粒子群算法的齿轮传动优化设计研究[J].机电工程,2021,38(2):239-244.
- [5] 申奇志,朱奇,张鑫,等.长臂架混凝土泵车高压泵送油缸缸口支座结构优化及对比分析[J].现代制造工程,2020(11):125-130.
- [6] 陈松阳,欧阳联格,张梁,等.螺旋式臂架系统固定支座结构优化设计[J].现代制造工程,2022(8):101-108.
- [7] 樊高宇,王永志,闫轲.直升机传动轴支座振动环境仿真及疲劳寿命分析[J].现代机械,2022(1):14-17.
- [8] 陈云信,钱勤.基于参数化有限元分析的桥梁支座刚度矩阵的求解[J].现代机械,2006(5):39-40.
- [9] 郝慧荣,曹艳状,程利军,等.基于有限元的板簧橡胶支座失效形式分析[J].科学技术与工程,2023,23(5):2156-2163.
- [10] 夏同伟,朱惠春,苏毅,等.重型设备耳式支座设计[J].化工设备与管道,2017,54(6):14-17.

基金项目:湖南工业职业技术学院课题(GYKYYJ202105)。

作者简介:王志标(1992-),男,助教,硕士,研究方向为机械结构设计、优化。

叶玉全(1983-),男,工程师,硕士,研究方向为机械设计及制造。

收稿日期:2023-04-11

一种新型双层拉伸夹具结构设计与分析*

刁东明,陈鑫,寇会贤,李品豫,宁惠君[△]

(河南科技大学 土木建筑学院,河南 洛阳 471000)

摘要:为快捷并准确测量新型复合材料的力学性能,设计了一种能够定位试件的新型双层拉伸夹具,具有双夹层与楔形结构,可以满足拉伸试验对试件加持力的要求,避免试验中试件出现滑移的情况,并能在竖向和水平两个方向对试件定位,保证拉伸试验的顺利进行以及试验数据的精准度。在此基础上,采用 SolidWorks 和 Ansys Workbench 联合仿真技术,对夹具结构模型进行了静力学分析,根据仿真分析结果,对拉伸夹具的结构和尺寸进行了改良设计并验证了改良设计的有效性和可行性。

关键词:双层拉伸夹具 结构设计 Ansys Workbench 仿真分析

中图分类号: TG751.9

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)04-0079-05

Structure design and analysis of a new double-layer tensile fixture

DIAO Dongming, CHEN Xin, KOU Huixian, LI Pinyu, NING Huijun

Abstract: In order to rapidly and accurately measure the mechanical properties of a new type of composite material, a new double-layer tensile fixture capable of positioning the specimen is designed. With double walled and wedge-shaped structure, it can satisfy the requirement for the holding force in the tensile test and avoid the slip of the specimen. Also, it can position the specimen in both vertical and horizontal directions to ensure the smooth progress of the test and the accuracy of the data. On this basis, SolidWorks and Ansys Workbench co-simulation technology is used to conduct static analysis of the model. According to the simulation results, the structure and size of the tensile fixture are improved and the effectiveness and feasibility of the improved design are verified.

Keywords: double-layer tensile fixture, structure design, Ansys Workbench, simulation analysis

0 引言

随着材料技术的快速发展,各种类型的新型复合材料被设计研发,并已在多个重要领域普遍使用^[1-2]。新型复合材料的生产必须满足生产厂家的性能检测要求^[3],材料性能的检验已经成为材料生产研发的必要流程,材料的力学性能是性能检测中重要并繁重的一项工作^[4]。拉伸试验是材料力学性能检测的一种经典手段,而现有的传统拉伸试验夹具试验时常出现试件相对于夹具滑移的试验故障^[5],极大地影响了拉伸试验的进程与所测数据的准确性,为此,研发一种针对此类试件的夹具解决试件在拉伸过程中的夹持问题,可以大大加快对该类型新型复合材料的力学性能研究,并提高其性能数

据的准确性与可靠性。

近些年,新型拉伸试验的夹具设计与开发正成为研究热点。周龙早等^[6]针对单轴拉伸试验机不能实现双轴拉伸试验的问题,设计了一种能够将单轴拉伸运动精准地转换成双轴拉伸运动的双轴拉伸夹具。王艳等^[7]针对拉伸夹具在测试金属板材、带材的室温拉伸和高温拉伸力学性能时带来的不利因素,设计了一套用于板材、带材室温拉伸和高温拉伸试验的通用夹具。邵长敬等^[8]为能在瑞玛高频疲劳试验机上实现做“T”型焊接试样拉伸试验的目的,创新设计了可根据试样厚度调节夹具装夹板长度的拉伸试验夹具。霍天枢等^[9]针对传统的液压楔形夹具夹紧试样后,在拉伸过程中,由于夹具自身结构具有不稳定性,会对试样产生一定的轴向位移

扰动,从而影响试验的精度,设计了一种新型的单向可调节气动夹具,解决了传统液压楔形夹具在试样夹紧过程中的轴向拉伸扰动。

本文在上述研究基础上设计了一种具有双夹层结构与定位功能的新型夹具,通过双层夹紧可以满足拉伸试验对试件加持力的要求,避免试验中试件出现滑移的情况,并在竖向和水平两个方向对试件定位,以保证拉伸试验的顺利进行以及试验数据的精准度。在此基础上运用有限元软件 Ansys Workbench 对关键部位的强度进行了校核,并根据仿真分析结果,对拉伸夹具进行了改进设计并验证了改良设计的有效性和可行性。

1 一种能够定位试件的新型双层拉伸夹具结构设计

1.1 新型双层拉伸夹具结构的总体设计

如图 1 所示,新型双层拉伸夹具总体分为两个部分,外夹组件与内夹组件,内夹组块与外夹组块通过燕尾榫槽的配合连接,在拉伸方向上内夹组件和外夹组件的位置被锁定,

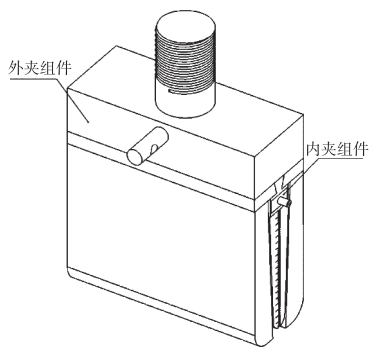


图 1 新型夹具总体结构

而在水平方向上,通过抽拉,即将内夹组件从外夹组件上取下,拆装过程十分方便,便于夹具的使用和保养。本夹具能够通过刻度设置对试件进行较为精确的定位,接着内夹板对试件进行预加紧,然后外夹组件对内夹板进一步加紧,且外夹板与内夹板组成楔形结构。通过双层夹板结构与楔形配合结构从而实现对试件的紧固。

1.2 外夹组件结构设计

外夹组件是夹具的主要传力部件,由外夹固定块、外夹连接头和两个外夹板组成。外夹固定块是外夹组件的核心部位,其上方设有外夹连接头,可与外部拉伸试验机连接,内部含有外夹传动组件,传动组件直接与外夹板相连,下部为燕尾槽,可与内夹组件配合。

图 2 所示,外夹传动组块设置在外夹固定块内部,包括交替设置的两个外夹传动齿轮和三个外夹传动齿条,外夹传动齿条的下端外伸部分分别与外夹板连接。外夹传动齿轮的上部设有蜗轮齿,与驱动蜗杆的涡轮齿同时啮合,底部齿轮与传动齿条配合。通过转动外部蜗杆驱动传动齿轮转动,使传动齿条向内移动,带动外夹板对内夹组件进行紧固。

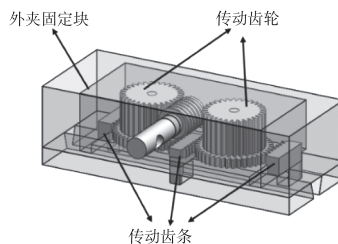


图 2 外夹传动组件结构示意图

1.3 内夹组件结构设计

内夹组件由内夹固定块与两个内夹片组成。内夹固定块上部设置有与外夹固定块下部燕尾槽配合的燕尾榫,内部设置有内夹传动组,下部与内夹板连接;内夹板的内侧面为夹紧试件的夹持面,设置有粘性涂层或磨砂面以增大与试件的摩擦力,外侧面设计组成为 V 形斜面,与外夹板内侧配合为楔形结构,进一步增大对试件的夹持力。

图 4 所示,内夹传动组包括齿轮齿条与一根内夹传动轴,同一齿轮齿条机构中具有分别连接两个内夹板的两个内夹传动齿条,两个内夹传动齿条的移动方向相反。在内夹传动组工作时,传动轴上的多个齿轮与对应的齿条配合,驱动内夹板对试件进行预加紧;拉伸试验时,内夹传动轴通过弹簧与挡板的配合与齿条分离,避免内夹板受外力收紧时对内部传动组造成损坏。

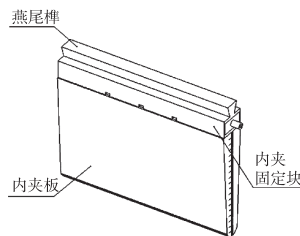


图 3 内夹组件结构示意图



图 4 内夹传动组件结构示意图

1.4 定位功能设计

图5所示,本新型夹具具有定位功能,其定位功能通过定位刻度与定位器的配合实现。拉伸方向的定位刻度设计在一片内夹板的侧面,可以与试件紧密贴合便于准确定位;垂直于拉伸方向的定位刻度设计在两片外夹板的底部,为了保证试件试验时达到精确的轴心受拉状态,本文在外夹片底部设置水平定位槽,通过与水平定位器的配合确保试件沿拉伸方向竖直对齐,定位器的内部设有可压缩的弹簧,防止夹持力对定位器造成破坏。

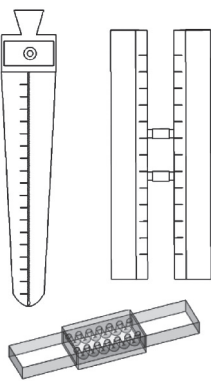


图5 定位刻度与水平定位器

2 新型双层拉伸夹具强度的有限元计算

2.1 Workbench 静力学理论

任何结构受到载荷作用都会发生变化,静力学分析帮助人们了解结构承受静载荷时,结构的位移、应力、应变和载荷的变化关系,校核结构的刚度和强度是否满足使用要求。根据经典力学理论可知,较完整的动力学公式为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

其中, $[M]$ 为质量矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵; $\{x\}$ 为位移矢量; $\{F\}$ 为力矢量。

在静力学分析中,假设结构被充分约束,载荷随时间的变化没有转变或转变极细微,并且不考虑惯性力与阻尼。即: $F(t)$ 为常数,质量 $[M]$ 对结构不造成影响,阻尼 $[C]$ 对结构没有影响,方程可改写为:

$$[K]\{x\} = \{F\} \quad (2)$$

静力学包括线性静力学分析和非线性静力学分析,通常针对可恢复的小变形、弹性材料,采用线性静力学分析,结构刚度 $[K]$ 为常量。而对于大变形,变形后结构刚度明显改变的材料,可采用非线性静力学分析。

2.2 有限元模型的建立

为缩短计算时间,减少计算量,本文对双层拉伸

夹具的结构进行了简化,省略了内部起传动作用的内、外传动组件,仅保留连接结构和外壳。简化模型如图6所示。

利用 SolidWorks 将建立的双层拉伸夹具的几何模型导出,在 Workbench 选择 Static structural 模块并导入几何模型,进入稳态分析。本文采用局部网格加密的方法,对承担拉力连接零件的网格进行局部优化划分,这样不仅能够计算时节约大量的时间,而且计算的准确度也能够得到有效的保证。

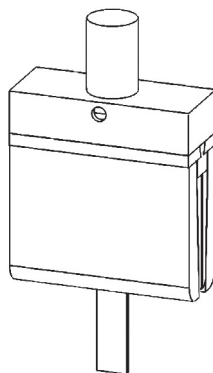


图6 双层拉伸夹具简化模型

力学实验室较为常用的拉伸试验机的拉力量程为 100 kN,为保证夹具满足正常的工作强度,仿真模拟在极限拉力 100 kN 下使用本夹具进行拉伸试验。根据实际的工作情况来对被分析的模型设置边界条件,为了减少计算,对一些非关键的接触设置为绑定接触。在仿真拉伸试验中,将拉伸试件的两端夹在拉伸夹具内,拉伸夹具通过连接头与万能拉伸试验机相连接,通过万能拉伸试验机装置使上下夹具一个固定,另一个轴向拉伸,实现对试件的拉伸加载。为简便计算,本文只对上方固定夹具进行仿真计算,将夹具的连接头进行固定,对拉伸试件的下表面施加 100 kN 的拉力载荷。

2.3 仿真结果分析

拉伸过程夹具的总变形结果如图7所示。由图7可知,在拉伸过程中,夹具的最大变形位置发生在外夹具下半端,最大变形为 0.77 mm,而且外夹传动装置中传动齿条与外夹连接端也发生了一定程度的变形,导致外夹相对竖直方向发生了一定的偏转,这将影响拉伸试验数据的准确性。

拉伸试验中,外夹板与外夹固定块的连接部件承受较多拉力,由图8可知,在拉伸过程中,等效应力最大位置为外夹传动装置中传动齿条与内夹的连接端的中部两侧,应力最大值为 3.51 GPa,且内夹传动装置中传动齿条与内夹连接端以及连接头与外夹固定块连接处也存在较大的等效应力。

A: 静态结构
总变形 2
单位: mm
时间: 1 s
2022/10/13 20:09

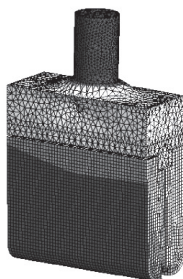


图7 拉伸夹具的总变形云图

A: 静态结构
等效应力 4
类型: 等效 (Von-Mises) 应力
单位: Pa
时间: 1 s
2022/10/13 19:59

3.5188e9 最大
3.128e9
2.7371e9
2.3463e9
1.9555e9
1.5647e9
1.1739e9
7.8303e8
3.9221e8
1.3829e6 最小



图8 拉伸夹具连接构件应力云图

通过对双层拉伸夹具进行应力强度分析计算得出,拉伸夹具各部件间的连接结构设计过于薄弱,从而造成拉伸夹具在拉伸过程中整体结构出现变形偏移的情况,而且连接构件上也存在较大的等效应力,不仅降低了拉伸试验数据的精确度而且削弱了拉伸夹具的结构强度。

3 改良设计

3.1 改良方案

基于仿真实验的结果,对双层拉伸夹具进行改良设计。一方面,双层拉伸夹具的一些部件间的连接结构设计会导致应力集中,导致局部应变过大,不能满足拉伸试验的强度需求,因此进行改进设计。另一方面,由于夹具零件尺寸设计的不合理,导致整体结构强度严重不足,需要加强结构强度。最后考虑到内夹固定块与外夹固定块的一体式式设计导致装置加工不便,需要改进为可装配结构,便于加工与装配。

具体改进设计措施如下:

1) 针对外夹固定块上端面变形过大问题,通过增加外夹固定块上端面厚度,增强结构强度。

2) 针对内夹固定块与外夹固定块无法进行装配的一体式式设计,将各个部件设计为分离式部件,使用榫卯连接的方式

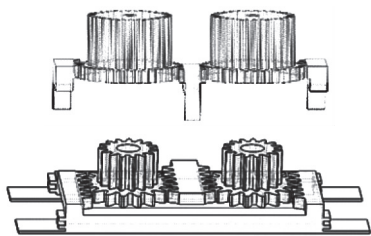


图9 外夹传动组件改进设计

对部件进行连接,将装置变为可装配结构。针对外夹连接组件的应力集中问题,设计增大连接部件

与外夹板的配合面积。如图9所示。

3) 针对内夹传动装置中传动齿条与内夹连接端强度较弱的问题,增大连接部位尺寸,重新设计传动块结构,将传动齿条与传动块相连接,并将传动块与内夹相连接,最终实现通过传动块传递拉力载荷,使连接部位受拉力载荷大大降低。如图10所示。

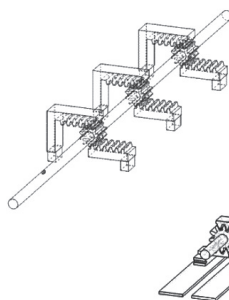


图10 内夹传动组件改进设计

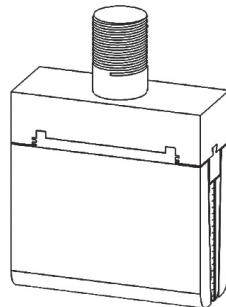


图11 改良设计后双层夹具模型

3.2 改良后双层夹具模型有限元分析

图12为改良后双层夹具模型在拉伸过程的总变形云图。由图可知,在拉伸试验机最大100 kN的拉力载荷下,夹具整体的最大变形在0.086 mm左右,整体满足强度要求。

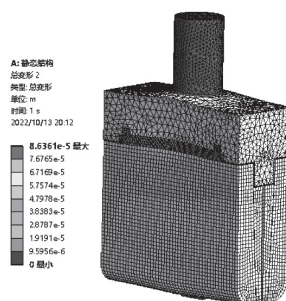


图12 改良后双层拉伸夹具的总变形图

由图13可知,在拉伸过程中,改良后外夹连接构件承压面积大幅度提高,改善了应力集中的问题,改良后连接构件应力最大值为0.189 GPa。

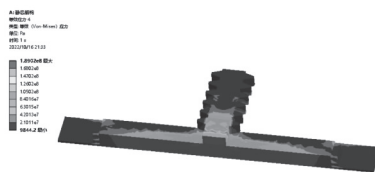


图13 改良后连接构件应力云图

3.3 改良前后仿真数据对比

将双层拉伸夹具原始结构与改良设计后结构的静力学分析结果进行对比,结果如表1所示。

表1 优化前后夹具的静力学分析对比表

仿真结果	改进前	改进后	变化率/%
最大总变形值	0.77 mm	0.086 mm	88.8
最大等效应力值	3.51GPa	0.189GPa	94.6

由表1可知:改良设计后双层拉伸夹具的最大总变形值降低了88.8%,同时最大等效应力值降低了94.6%,说明改进设计有效改善了夹具的力学性能,提高了双层拉伸夹具结构的整体强度。

4 结语

本文针对传统拉伸试验装置的不足,设计了一种能够定位试件的新型双层拉伸夹具。利用试验机拉伸时楔形受力作用原理设计了可拆卸的双层结构夹具,其优秀的夹持能力可以满足对较难夹持类新型复合材料拉伸试验的实验要求,可以对试件竖直与水平方向进行精准定位,实现较精确的轴向拉伸试验。与传统夹具相比,避免了进行拉伸试验时因试件滑移而影响试验进程的窘境,提高了试验数据的可靠度与精准度。

通过研究双层拉伸夹具的静力学特征,并通过Solid Works软件与Ansys Workbench软件的联合仿真技术,对双层拉伸夹具进行了改良设计并验证了改良设计的有效性和可行性。

参考文献

[1] 李晋.金属基复合材料的现状与未来发展[J].现代盐

化工,2022,49(2):22-23.
[2] 曾永平.复合材料在土木工程中的发展与应用分析[J].四川水泥,2018(10):275.
[3] 杜建斌,徐小伟,赵元.复合材料零(组)件制造组织管理[J].化工管理,2018(12):51-52.
[4] 王波,矫桂琼,潘文革,等.三维编织C/SiC复合材料的拉压实验研究[J].复合材料学报,2004,21(3):110-114.
[5] 邓义林,闫永腾.试验机拉伸夹具的设计与探索[J].试验技术与试验机,2008(1):45-60.
[6] 周龙早,刘杰,刘辉.基于单轴拉伸试验机的双轴拉伸夹具设计与应用[J].实验科学与技术,2020,18(1):1-5.
[7] 王艳,林思宇,封勇斌,等.一种板材/带材拉伸试验通用夹具的设计与应用[J].新技术新工艺,2022(3):32-35.
[8] 邵长敬,卢曦.瑞玛试验机拉拉试验夹具设计及有限元分析[J].农业装备与车辆工程,2020,58(3):28-31.
[9] 霍天枢,潘鸣宇.一种新型单向可调节夹具的设计与开发[J].机械工程师,2021(10):1-2.

基金项目:国家级大学生创新创业训练计划支持项目(202210464023,202310464034);2021年度河南科技大学高等教育教学改革研究与实践项目(2021BK148)。

作者简介:刁东明(2002-),男,本科,主要研究方向:工程力学。

通讯作者:宁惠君(1985-),女,博士,讲师,主要研究方向:冲击动力学。

收稿日期:2022-10-17

RFID 标签彩色印刷写卡一体机控制系统设计及软件开发

杨志杰^{1,2}, 王菲², 郑勇²

(1. 上海联物信息科技有限公司, 上海 闵行区 201100; 2. 南京工程学院, 江苏 南京 211100)

摘要:在 RFID 标签印刷写卡一体机硬件基础上, 设计了控制系统和控制软件, 能够控制一体机全自动运行。利用 Arduino 控制板、打印主板、运动控制卡设计了控制系统, 通过串口与上位机相连, 基于 Microsoft Visual Studio 软件开发了控制软件。利用串口通讯技术, 实现上位机与控制系统的通信; 设计了各模块运行界面, 实现了上料机构、机械臂、打印机、读写器的独立控制; 设计了自动运行界面, 实现了 RFID 标签上料、印刷、写卡、校验、下料等过程的自动化运行。最终制造样机并进行测试, 结果表明, 该控制系统及软件能够满足一体机功能要求, 并有利于生产效率的提高。

关键词: RFID 标签 串口通讯 控制系统 软件开发

中图分类号: TP271.4

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2023)04-0084-05

Control system design and software development for RFID tag color-printing card-writing machine

YANG Zhijie, WANG Fei, ZHENG Yong

Abstract: Based on the hardware of the RFID tag color-printing card-writing machine, the control system and control software are designed to realize the full-automatic operation of the machine. The Arduino board, motherboard and motion control card are used to form the lower computer control system, which is connected to the upper computer through serial port. The software is built based on Microsoft Visual Studio software development platform. The serial port connection technology is used to realize the communication between the upper computer and the control system. The operation interface of each module is designed to realize the separate control of the feeding mechanism, the mechanical arm, the printer and the reader. The automatic operation interface is designed to realize the RFID tag loading and unloading, the printing, the card writing, and the checking processes. The prototype is manufactured and tested. The test results show that the control system and software can meet the functional requirements of the machine, and is conducive to the improvement of production efficiency.

Keywords: RFID tag, serial communication, control system, software development

0 引言

据 IDC 数据显示, 2020 年全球物联网市场规模约达 1.36 万亿美元。与全球相比, 我国在物联网产业规模、网络覆盖范围、连接规模和网络质量等多方面取得一定领先, 物联网产业发展总体向好, 已形成较为完整的产业链^[1]。随着物流运输、医疗技术、仓储管理技术的逐步发展, 射频识别 (RFID) 技术已成为了物联网的主流应用之一^[2], 凭借其强大的渗

透力, 快速与传统产业融合, 呈现出爆炸式增长。

随着电子标签的生产效率、外形设计、扩展信息等方面的要求越来越高, 标签生产常出现小批量、多品类的情况, 这种现象导致了人力资源的浪费、生产效率的降低, 因此产业的当务之急是解决标签印写一体化这一问题。同时, 市面上的标签打印机多无法满足彩色打印要求, 限制了标签外观的设计。如何打印硬质材料的 RFID 彩色标签已成为行业“卡脖子”难题。

本次设计针对的设备,结合了智能传感器、UV 印刷、读写芯片数据、分析检测技术和人工智能,依次实现 RFID 空白标签上料、彩色印刷、RFID 数据写入、数据校验、下料等工序,进而完成标签彩色印刷、信息录入校核功能。

1 系统需求和总体设计

1.1 系统需求

RFID 标签打印机由 4 个部分组成:上料模块、机械臂模块、打印机模块及写卡器模块。总体需求是设计一体机的人机操作界面及控制系统,通过软件操作实现 UHF RFID 标签上料、彩色印刷、写卡、验证、下料全过程自动化,同时实现模块单独运行功能,便于后期维护。

1.2 总体设计

根据总体需求,软件需要包括的功能有机械臂设置、标签设置、打印机设置、自动运行、状态监控等,上下位机通过串口连接,下位机控制系统分别采用运动控制卡、Arduino 板、USB 进行连接控制。系统整体框架图如图 1 所示。

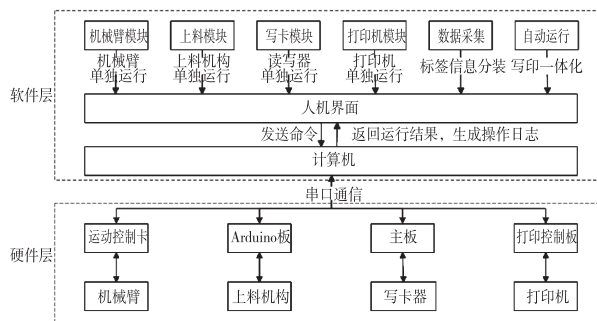


图1 系统架构图

2 控制系统的设计与实现

RFID 标签印刷写卡一体机的控制系统主要由打印机控制、上料机构控制、机械臂控制 3 个部分组成。系统框架如图 2 所示。

打印机控制系统利用打印机主板配合脱机、联机行程开关控制打印机模块自动运行,通过对爱普生 1390 打印机进行改装,加装 UV 打印机头,运用 Arduino 进行二次开发,实现自动复位及彩色印刷功能。

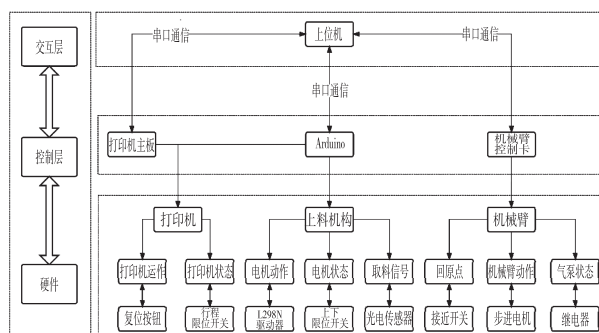


图2 控制系统架构图

上料机构控制系统以 Arduino 板编程控制作为核心,利用上下限位及光电感应元件控制上料机构运动,编写上料模块控制指令供上位机使用。

机械臂控制系统选用五轴机械臂运动控制卡,控制机械臂移动点位,实现标签工作位置移动,机械臂末端设置吸盘、气泵搭配电磁阀,对机械臂运动控制板进行扩展,实现标签抓取功能。

下位机与上位机通过串口进行通讯。打印机模块由打印主板接口与上位机连接,上料机构由 Arduino 控制板与上位机连接,机械臂模块由运动控制卡接口与上位机连接,写卡模块直接经 USB 接口联通上位机。

3 软件功能的设计与实现

RFID 标签印刷写卡一体机的软件采用 C#语言开发,整个程序采用模块化设计,主要包括系统串口连接、模块运行、自动运行、数据采集、状态监控等部分。

3.1 串口连接的设计与实现

该模块是整体设备运行的前提,模块运行和自动运行均需要先进行串口连接。此界面可实现串口的扫描,刷新上位机连接的串口信息,同时控制串口的连接与断开,并能够对串口信息进行保存,当程序启动时,页面可自动加载,便于用户操作。串口连接界面如图 3 所示。

3.2 模块运行的设计与实现

模块运行界面主要包括上料模块、机械臂模块、打印机模块、写卡模块。模块运行界面主要控制 4 个机械结构单独运行。4 个模块的运行界面如图 4 所示。



图3 串口连接界面



图4 模块界面

上料模块包含开机自检、上升、下降、停止4个功能,用于控制上料平台运动。机械臂模块包含开机自检、移动到点、单步运行3个功能,用于控制机械臂运动到指定点。打印机界面能够选择标签文件,指定打印机并设置标签参数。

(1) 上料模块运行的实现

上料机构利用上下限位控制上料平台的位置,当平台到达上限位时电机反转,平台下降;当平台到达下限位时,电机停转,平台停止运动。在上限位下方设置光电感应,识别标签是否到达上料点。利用 Arduino 进行编程,对上料机构进行控制。

上位机通过串口发送指令,控制平台运动,控制指令见表1。

表1 上料机构指令表

指令	返回值	说明
S0	OK	电机反转,平台下降
S1	OK	电机正转,平台上升
S2	OK	电机停转,平台停止运动
S9	NG/READY	询问下位机:上料平台是否到达上料点。未到达上料点返回 NG,到达上料点返回 READY

(2) 机械臂模块运行的实现

机械臂结构由运动控制卡控制,点击相应按钮,通过串口发送相应指令到运动控制卡,驱动机械臂及电磁阀运动。控制指令见表2和表3。

表2 机械臂指令表

指令	参数	格式	说明
G0	XYZ	G0 X0 Y0 Z0	无插补快速移动
G1	XYZ	G1 X0 Y0 Z0	直线插补移动
G28	XYZ	G28 X100 Y0 Z0	回原点

表3 气泵指令表

指令	说明
M134 M136 M139 M140	气泵吸气
M135 M137 M138 M140	气泵充气
M135 M137 M1439 M141	气泵停止动作

(3) 写卡模块运行的实现

写卡模块包含盘点和写入功能。写卡模块基本工作流程如图5所示。

写卡模块首先需打开模块,配置读写器,其中包括天线、频率、盘点时间等参数。盘点功能直接调用盘点的 API 函数,获取读取范围内的标签数据。写入功能首先需要设置待写入的标签编号,对写入信息进行限制,接着调用写入 API 函数,进行写数据操作。

(4) 打印机模块运行的实现

打印机模块选用爱普生 1390 打印机配合 UV 打印头进行改装。将打印机控制主板复位功能转接到 Arduino 板进行编程,实现上位机控制打印机自动复位功能。在脱机点及联机点安装限位开关,用

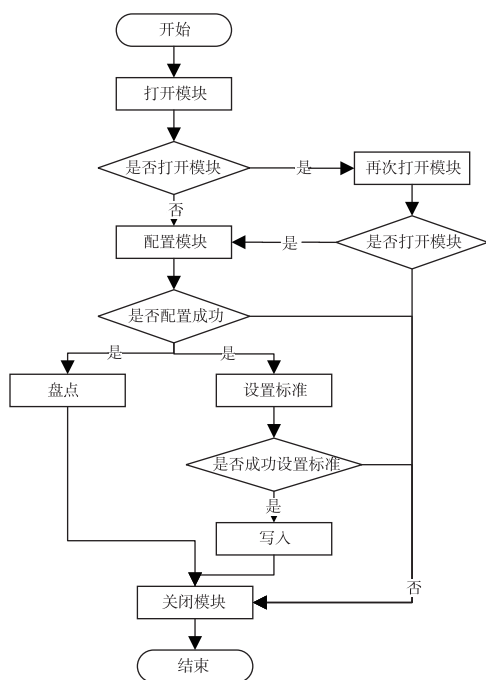


图5 写卡模块运行流程图

于判断打印机当前状态。

3.3 自动运行的设计与实现

自动运行模块主要包括参数设置和自动程序运行。其中,参数设置包括机械臂设置、标签设置、打印机设置;自动程序主要实现一体机印写自动化功能。自动运行界面如图6所示。

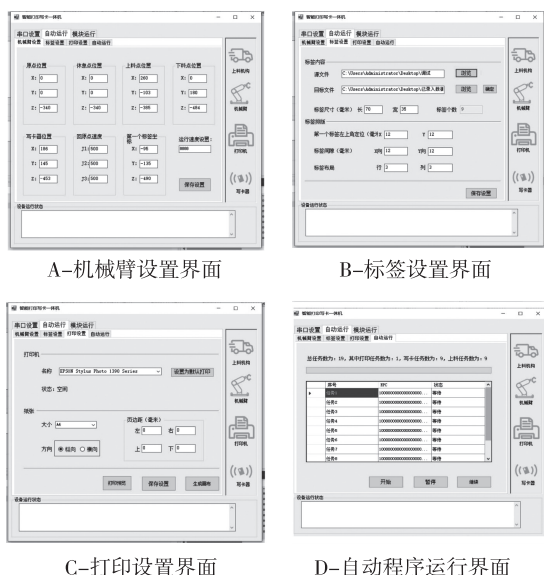


图6 自动运行界面

(1) 参数设置

机械臂设置用于录入关键点坐标,包括原点、休息点、上料点、写卡点,同时能够设置机械臂运动速度。标签设置用于选择标签文件夹,录入标签信息并分装,页面下方可设置标签打印参数,通过算法自动排版。打印设置用于选择打印机,选择页面大小、方向、页边距。

(2) 自动程序运行

自动运行程序以连接模块为前提,综合了各个模块的功能。参数设置完毕,开始自动运行,在自动运行界面显示当前任务数以及任务完成情况,随着设备运行进度的更新,任务完成情况也实施更新,并添加到操作日志中。自动运行流程图如图7所示。

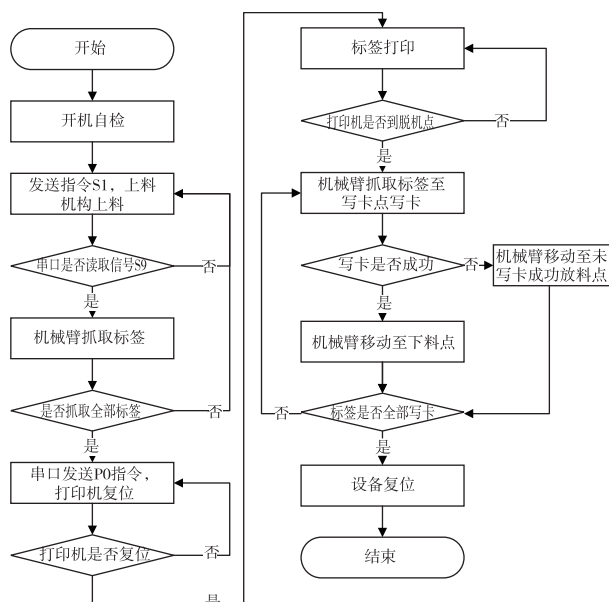
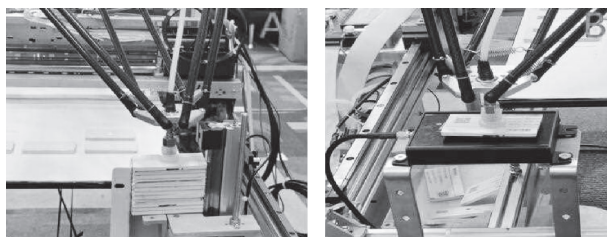


图7 自动运行流程图

4 样机调试

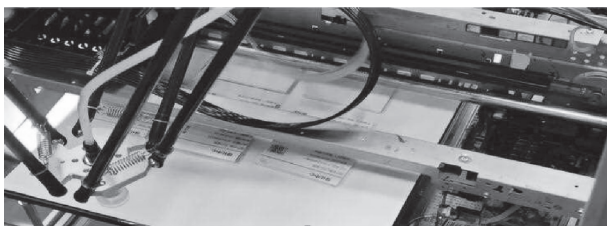
样机测试现场如图8所示。

本次测试主要包括模块测试和自动程序测试两个方面。涉及的项目如下:机械臂重复定位测试;读写器盘点、写入功能测试;上料机构响应测试;系统整体测试。最终测试结果:各单元模块能够进行参数配置,接收到上位机发送的命令后,能够正确响应;自动程序整体流程能够按照既定目标连贯完成。



A-上料测试图

B-写卡测试图



C-打印测试图

图8 现场测试图

5 结语

本研究实现了标签自动排版功能,弥补了市面上桌面标签打印机无法彩色打印的不足,设计的样机满足了标签上下料、印刷、写卡一体化的需求,节约了人力资源,提高了生产效率及质量。但设计中仍存在不足,如:设备运行稳定性不足;程序自动计算的机械臂打印点位的坐标实际数据与理论数据误差较大,将在后续的工作中进一步完善。

参考文献

- [1] 赵桂丹,骆骁.当前形势下我国物联网技术产业发展及频率规划建议[J].产业创新研究,2022(24):13-15.
- [2] 蔡政杰.基于C#的自动化立体仓库控制及管理系统设计实现[D].银川:宁夏大学,2022
- [3] 冉德纲.Android平台下虚拟多串口并发通信的研究与实现[D].杭州:杭州电子科技大学,2021.
- [4] BENKHADDA O, SAIH M, REHA A. Design and Analysis of a RFID reader microstrip array antenna for IoT applications in smart cities[J]. International journal of web-based learning and teaching technologies, 2022, 17(5): 1-11.
- [5] 吕高仁.RFID标签打印系统和方法:CN100471680C[P]. 2009-03-25.

作者简介:杨志杰(1987-),男,硕士,研究方向:物联网智能信息处理。

王菲(2000-),女,学士,研究方向:机械电子。

郑勇(1974-),男,副教授,系主任,硕士研究生,研究方向:机械制造装备,先进制造技术。

收稿日期:2023-03-17

一种 A286 抗拉型高锁螺母的加工工艺研究*

谌 鑫¹,王燕梅²,阙列果²

(1. 贵州电子科技职业学院 智能制造系,贵州 贵阳 550025;

2. 贵阳白云中航标准件制造有限责任公司,贵州 贵阳 550014)

摘要:为提高抗拉型高锁螺母产品在终检时的合格率,对高锁螺母生产工艺进行了研究,特别是对车断径槽、收口、热处理等关键工序中的工艺参数进行了试验。经过产品试制和性能测试,得出了断径槽的尺寸;确定了收口形式和收口宽度的最佳值;确定了热处理工艺中的加热时间和温度等工艺参数的最优值。用确定的最佳工艺参数进行生产试验,结果显示:能满足关键工序质量要求,提高工件的合格率和生产效率。

关键词:A286 高温合金 抗拉型 高锁螺母 收口 热处理

中图分类号:V25

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)04-0089-05

Processing technology of A286 tensile-type high lock nut

SHEN Xin, WANG Yanmei, QUE Lieguo

Abstract: In order to improve the qualification rate of tensile-type high lock nuts made from A286 superalloy, the production process of the high lock nuts is studied. The parameters of the key processes, including turning the broken groove, necking in and heat treatment are tested. After trial production and performance test, the size of the broken groove is obtained, the best necking in form and necking in width are determined, and the optimal values of heat treatment time and temperature are determined. The production test with the optimal process parameters shows that it can meet the quality requirements, improve the qualification rate of the workpieces, and speed up the production efficiency.

Keywords: A286 superalloy, tensile-type, high lock nut, necking in, heat treatment

0 引言

航空发动机的工作状况复杂,温度高,压力高,振动强,航空发动机上的紧固件的材料性能和使用性能要求较高,通常采用高温合金。A286 作为常用的高温合金材料,在 700 ℃ 环境下,拥有良好的强度、耐蚀性、抗氧化性能和高温强度,广泛应用于航空发动机上^[1]。A286 的抗拉型高锁螺母由于耐高温高压,螺纹连接安全且抗振动能力强、防松性能好,所以是常见的航空用紧固件。其加工质量的好坏、性能的优劣,直接影响连接的紧固性^[2]。本文对某型号的 A286 抗拉型高锁螺母的加工工艺进行了研究,对车断径槽、收口、热处理等关键工序中工艺参数进行了最优值的确定。

1 加工工艺分析

1.1 零件的性能要求

某型号航空发动机上用到的 A286 抗拉型高锁螺母的结构示意图如图 1。该型号的 A286 抗拉型高锁螺母的材料状态为固溶,需要进行热处理和表面处理。热处理要达到洛氏硬度 HRC28 ~ 38,表面处理要在零件的表面涂二硫化钼干膜润滑以及十六醇润滑。最后要用扭力试验机进行性能试验,包括:1) 锁紧性能试验;2) 拧断力试验;3) 轴向载荷试验;4) 预紧力试验;5) 松脱力矩试验。待性能试验合格才进行最终检验。最终检验包括:尺寸检验、外观检查、磁性检查,核对试验报告。

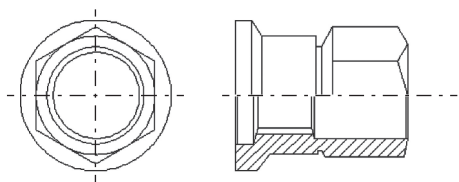


图1 A286 抗拉型高锁螺母结构示意图

1.2 零件的加工工艺分析

抗拉型高锁螺母结构采用了两段式(图1)。上段为六方结构,下段采用圆柱台阶结构,二者通过一环形薄壁连接在一起,连接处有一断径槽。根据A286 抗拉型高锁螺母的结构、材料性能和性能要求,现拟定了如下加工工艺路线:领料—车削—钳工—铣削—车削—制螺纹—去毛刺—收口—热处理—表面处理—挑选—试验—终检。

本批次产品采用的是固溶状态下的A286,材料标准为AMS5731或者AMS5737。为了更加准确的对原材料进行质量的把控,经过分析确定在领料后加一道分光的工序,并且按照《分光作业指导书》进行检查,这样原材料的控制更为精准,更有利于后续的加工。

收口工序对锁紧性能有着重要影响,根据实践,在收口之后、热处理之前加一道中检工序更为合理。所以优化后的工艺路线为:领料—分光—车削—钳工—铣削—车削—制螺纹—去毛刺—收口—中检—热处理—表面处理—挑选—试验—终检。

2 关键工序

在拟定的加工工艺路线中,车削工序对断径槽的加工和热处理都将对拧断力矩和预紧力产生极大的影响^[3]。同时,收口工序中,收口形式和收口宽度对锁紧力矩值有重要影响。所以,在A286 抗拉型高锁螺母的加工工艺中,关键工序为:车削(车断径槽)、收口和热处理。

2.1 断径槽的尺寸

抗拉型高锁螺母的安装是采用安装工具,扳拧螺母上的六角体,当拧紧力达到一定的数值,六角体从断径槽处拧断,从而实现装配^[4]。由此可见,断径槽的加工尺寸和精度对拧断力矩及预紧力的影响很大。怎样来确定断径槽的尺寸呢?首先,确定抗

拉型高锁螺母的拧断力矩。通常,高锁螺母给定的拧断力矩基本是在最小预紧力、最小拧断力矩至70%预紧力、70%锁紧力矩范围内取值。然后,再根据公式:

$$\tau = \frac{16 MD}{\pi (D^4 - d^4)}, \text{计算断径槽尺寸。}$$

上述公式中,给定螺母内径 d 、拧断力矩 M 、剪切应力 τ ,计算出断径槽的外径尺寸 D ,从而算出断径槽的壁厚。当然,这个数值是一个理论值,产品试制时仍然需要根据实际给定的螺纹副摩擦系数等进行尺寸微调,以保证零件的性能指标满足技术规范要求。

2.2 收口工序

收口过程中,利用收口机的挤压头挤压高锁螺母内螺纹对应的外圆部分。收口的目的是使高锁螺母内螺纹变形,变形后的高锁内螺纹与相配合使用的高锁螺栓形成过盈配合,从而达到预期设定的锁紧力矩值^[5]。收口工序图如图2所示。通过收口,可以使得高锁螺母获得理想的性能指标,但也会使得高锁螺母表面产生残余应力,如果控制不好高锁螺母表面的残余应力,高锁螺母表面就会产生裂纹,进一步影响高锁螺母的疲劳强度和抗腐蚀能力^[6]。

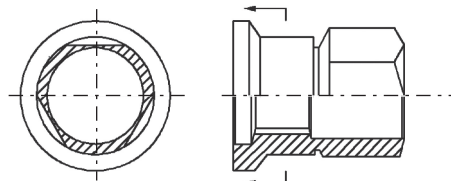


图2 A286 抗拉型高锁螺母收口工序图

对A286 抗拉型高锁螺母影响最大的两个因素是收口形式和收口量。为了更好地控制和保证高锁螺母加工过程收口尺寸的一致性,提高高锁螺母的质量可靠性,需要确定在收口工序中的收口形式以及收口宽度,从而形成收口工序作业指导书指导实际的加工。

本文研究的A286 抗拉型高锁螺母的规格有: MJ8×1, MJ10×1.25。对于这两种规格的螺母,为了确定哪种形状的收口块进行收口后得到的锁紧力矩更稳定,在确定用三点收口进行收口的前提下,对 MJ8×1、MJ10×1.25 两种规格的螺母在同一台收口

机上,用不同形状的收口块进行收口(图3)。第一组采用长方形横点收口块进行收口(图4),第二组使用半圆柱竖点收口块进行收口(图5)。收口以后,进行锁紧力矩检测,得到的检测数据如表1和表2。检测结果显示,采用第二组使用半圆柱竖点收口块进行收口的螺母性能最稳定。

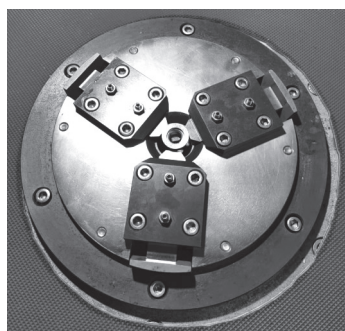


图3 螺母在收口机上进行
三点收口

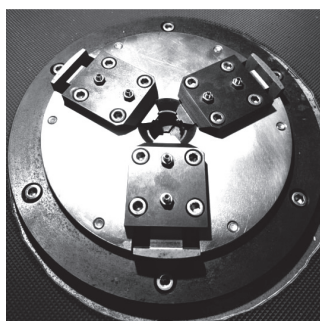


图4 利用长方形横点收口
块进行三点收口

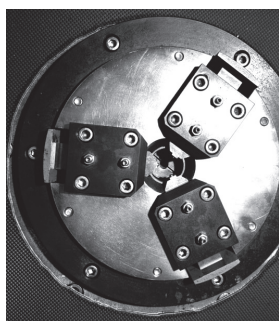


图5 利用半圆柱竖点收口
块进行三点收口

为了确定收口宽度的最优值,分别对 MJ8×1、MJ10×1.25 两种规格的 A286 抗拉型高锁螺母用三组不同收口宽度的值进行了试制。规格为 MJ8×1 的螺母,第一组收口宽度为 2.1~2.4 mm,第二组收口宽度为 2.5~2.8 mm,第三组收口宽度为 2.9~3.2 mm。规格为 MJ10×1.25 的螺母,第一组收口宽度为 2.5~3.0 mm,第二组收口宽度为 3.1~3.5 mm,第三组收口宽度为 3.6~4.0 mm。每组试制 10 件,试制后进行锁紧力矩的检测,检测值如表3和表4。收口宽度和锁紧力矩的关系图如图6和图7所示。根据测试结果,得出 MJ8×1 的螺母在收口宽度为 2.5~2.8 mm 时,符合锁紧力矩的标准值 1.12~1.35 N·m; MJ10×1.25 的螺母在收口宽度为 3.0~3.5 mm 时,符合锁紧力矩的标准值 1.83~2.15 N·m。

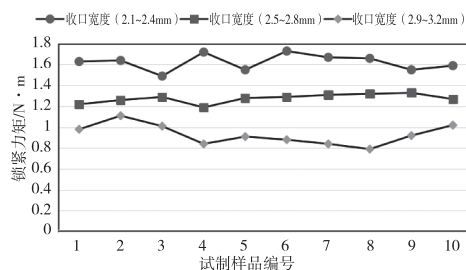


图6 MJ8×1 的 A286 抗拉型高锁螺母锁紧力矩与
收口宽度的关系

表1 MJ8×1 螺母用不同形状收口块进行收口后的锁紧力矩值

产品材料	产品规格	收口块形状	检测项目	单位	标准值	实 测 值									
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A286	MJ8×1	长方形横点	锁紧力矩	N·m	1.12~	1.11	1.05	1.09	1.32	1.15	1.33	1.17	1.35	1.13	1.27
		半圆柱竖点	锁紧力矩	N·m	1.35	1.19	1.21	1.22	1.18	1.20	1.19	1.21	1.22	1.18	1.23

表2 MJ10×1.25 螺母用不同形状收口块进行收口后的锁紧力矩值

产品材料	产品规格	收口块形状	检测项目	单位	标准值	实 测 值									
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A286	MJ10×1.25	长方形横点	锁紧力矩	N·m	1.83~	1.84	1.92	2.20	2.12	2.13	1.79	1.87	1.89	2.14	1.74
		半圆柱竖点	锁紧力矩	N·m	2.15	2.01	2.02	1.99	2.01	2.09	2.08	2.06	2.09	2.06	2.05

表3 MJ8×1 螺母在不同收口宽度下的锁紧力矩值

产品材料	产品规格	单位	锁紧力矩 标准值	收口宽度 /mm	实 测 值									
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A286	MJ8×1	N·m	1.12~1.35	2.1~2.4	1.63	1.64	1.49	1.72	1.55	1.73	1.67	1.66	1.55	1.59
				2.5~2.8	1.22	1.26	1.29	1.19	1.28	1.29	1.31	1.32	1.33	1.27
				2.9~3.2	0.98	1.11	1.01	0.84	0.91	0.88	0.84	0.79	0.92	1.02

表 4 MJ10×1.25 螺母在不同收口宽度下的锁紧力矩值

产品材料	产品规格	单位	锁紧力矩标准值	收口宽度/mm	实 测 值									
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A286	MJ10×1.25	N·m	1.83~2.15	2.5~3.0	1.57	1.92	1.71	2.01	1.78	1.56	1.81	1.88	1.91	1.74
				3.1~3.5	2.04	2.12	1.98	2.10	1.99	2.03	2.11	2.07	2.11	2.15
				3.6~4.0	2.58	2.41	2.52	2.34	2.39	2.48	2.51	2.49	2.52	2.47

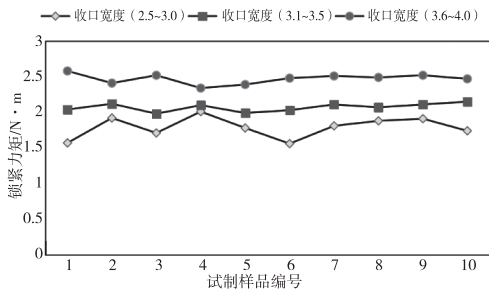


图 7 MJ10×1.25 的 A286 抗拉型高锁螺母锁紧力矩与收口宽度的关系

2.3 热处理工序

本批次产品采用的是固溶状态下的 A286,所以在热处理工序中只需要进行时效处理。现需要确定时效温度和时间。同 MJ8×1 的 A286 抗拉型高锁螺母,用同一个真空炉,经过 4 种不同时效参数热处理后的产品的强度和硬度如表 5 所示。产品的硬度要求为硬度检测及强度关系符合 HBO-94 及 GB/T1172—1999。技术指标要求硬度控制在 HRC28~38。但根据产品内控要求,将硬度控制在 HRC30~38 之间。从检测结果来看,在时效温度在 700~720℃,保温 16 h 的状态下,产品的抗拉强度 σ_b 和硬度 HRC 满足要求。

表 5 不同时效参数热处理后的产品的强度和硬度

序号	时效参数	抗拉强度 σ_b /MPa	硬度 HRC
1	660℃×16 h	921	26.8
2	680℃×16 h	945	28.8
3	700℃×16 h	1029	32.1
4	720℃×16 h	1078	36.7

3 检测结果分析

根据对 A286 抗拉型高锁螺母的试制后用 WDW-50S 拉力试验机和 ND-20 扭力机进行试验,结果如表 6 和表 7 所示。根据检测结果可知,提出

的工艺路线能够指导实际生产。对车断径槽、收口、热处理工序中关键的工艺参数的确定,不仅能够满足产品的性能要求,也进一步提高了产品的质量稳定性和生产效率。

表 6 M8×1 规格的 A286 抗拉型高锁螺母检测结果

试验项目	检测结果					标准要求
	1	2	3	4	5	
锁紧力矩/N·m	0.93	1.34	1.11	1.05	1.27	0.65~3.43
松脱力矩/N·m	0.97	0.96	0.80	0.83	0.89	0.65~3.43
拧断力矩/N·m	18.7	18.5	19.5	18.9	19.2	17.0~28.0
预紧力/kN	22.1	22.6	22.2	22.5	22.4	20.6~28.8
抗拉/kN	5 件螺母加载到 43 kN,持续 15 s 均未发现裂纹和断裂,虽螺纹变形但未影响使用					≥42.1 kN

表 7 M10×1.25 规格的 A286 抗拉型高锁螺母检测结果

试验项目	检测结果					标准要求
	1	2	3	4	5	
锁紧力矩/N·m	4.30	4.35	4.39	4.38	4.32	1.2~4.41
松脱力矩/N·m	2.56	2.52	2.57	2.53	2.50	1.2~4.41
拧断力矩/N·m	38.5	39.4	38.8	39.4	39.6	34.0~50.0
预紧力/kN	33.2	33.4	33.5	32.2	33.6	29.3~41.0
抗拉/kN	5 件螺母加载到 60 kN,持续 15 s 均未发现裂纹和断裂,虽螺纹变形但未影响使用					≥58.6 kN

4 结论

本文通过对 A286 抗拉型高锁螺母的加工工艺研究,确定了车断径槽、收口、热处理工序中关键的工艺参数。按照改进后的加工工艺参数进行生产,不仅能够满足产品的性能要求,还提高了产品的质量稳定性和生产效率。

离心机振动噪声控制实例分析

郑深根¹,黄城宝¹,俞 键¹,王伟杰¹,黄敏冰¹,王 飞²,闫 锦²,黄朝明²,廖建彬²▲

(1. 福建金闽再造烟叶发展有限公司,福建 福州 350600;2. 集美大学 轮机工程学院,福建 厦门 361021)

摘 要:为降低离心机的振动噪声,通过理论分析和现场测试的方式,研究了离心机结构的固有特性。研究发现离心机滚筒的动平衡和主电机对振动的影响较大,滚筒表面光洁度和周围空气流场波动性对噪声的影响较大。通过改变隔声罩的结构,在导流板增设阻尼层,增设全包裹式吸声层等方法减振降噪。改造后,离心机的振动烈度减小,噪声降低了 10 dB 左右,减振降噪效果显著。

关键词:离心机 振动噪声 测试分析

中图分类号:TB499

文献标识码:B

文章编号:1002-6886(2023)04-0093-06

Example analysis of centrifuge vibration noise control

ZHENG Shengen, HUANG Chengbao, YU Jian, WANG Weijie, HUANG Minbing,
WANG Fei, YAN Jin, HUANG Chaoming, LIAO Jianbin

Abstract: In order to reduce the vibration noise of the centrifuge, through theoretical analysis and field test, we studied the inherent characteristics of the centrifuge. It was found that the dynamic balance of the centrifuge drum and the main motor had a significant impact on the vibration, and the surface finish of the drum and the fluctuation of the surrounding air flow field had a significant impact on the noise. By changing the structure of the sound insulation cover, adding a damping layer on the deflector, and adding a fully wrapped sound absorption layer, the vibration noise was effectively reduced. After the improvement, the vibration intensity of the centrifuge was reduced, and the noise was reduced by about 10 dB.

Keywords: centrifuge, vibration noise, test and analysis

0 引言

近年来,工业机械化、设备大型化程度日益提高,随之产生的噪声污染也变得严重,直接危害工人

身心健康和社会环境^[1]。因此,如何减少生产车间的环境噪声成为急需解决的问题^[2]。离心机是一种将非均相分离的设备,在高速旋转时产生的振动和噪声更加突出^[3]。目前,对车间减振降噪的措施

参考文献

- [1] 潘克强. A286 高温合金切削性能有限元仿真分析[J]. 河南科技, 2020(22): 29-31.
- [2] 秦元毅. 抗拉高锁螺母的制造工艺探讨[J]. 中国高新区, 2017(3): 98.
- [3] 金万军, 程定宇, 王建宏, 等. 热处理对 A286 合金力学性能的影响[J]. 热加工工艺, 2018, 47(24): 236-237.
- [4] 徐梅香, 吴南星. 高锁螺母拧紧力矩及拧紧槽尺寸计算方法研究[J]. 直升机技术, 2020(2): 32-34.
- [5] 吴南星, 鲍星, 徐梅香. 不同因素对高锁螺母锁紧力矩

影响的研究[J]. 航空制造技术, 2016(9): 103-106.

- [6] 随磊, 詹玉婷, 王建华, 等. 收口工艺对螺母表面残余应力分布的影响[J]. 锻压技术, 2020, 45(8): 106-112.

基金项目: A286 抗拉型高锁螺母关键制造技术研究(2021KJ002)。

作者简介: 湛鑫(1985-), 女, 贵州织金人, 工学硕士, 主要研究方向: 机械设计与制造。

收稿日期: 2022-10-11

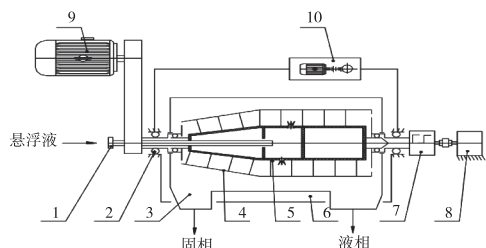
主要是被动的,多数采用隔声罩的方式将设备整体包裹,但是该措施不利于设备检修,并对空间有一定的要求。同时,国内外对离心机振动噪声研究较少,从设备本身降低其振动噪声的研究更是少之又少。

为了降低离心机的振动噪声,除了从传播途径上采取隔振、隔声和吸声等措施外^[4-5],还要分析找出振动噪声产生的原因,提出改进措施和方法,从根源上解决离心机的振动噪声问题^[6-7],对离心机的工作效率和能耗具有指导意义。

1 离心机的结构和工作原理

本文以某型卧式离心机为例,对其振动噪声问题进行研究。该型离心机能满足化工、酿酒、选矿、环保等领域存在比重差的各种固、液相分离要求。它的滚筒直径为 620 mm,滚筒长度为 2294 mm,工作转速为 2700 转/分,分离因数为 2531,处理能力可达 20 ~ 50 m³/h。从图 1 可以看出,离心机主要由辅电机、差速器、螺旋、滚筒、机罩、机座、润滑系统、主电机等部件组成。

离心机工作时,悬浮液经进料管从螺旋出料口进入滚筒。由于滚筒的高速旋转产生较大的离心力,将固液两相进行分离,比重较大的固相颗粒沉积在滚筒内壁上,与滚筒作相对运动的螺旋叶片将固相颗粒推至排渣口,从排渣口将固相颗粒排出,分离后的液相经堰板开口流出滚筒。螺旋与滚筒之间的相对运动是由差速器来实现的。差速器的外壳与滚筒联接,输出轴与螺旋联接,输入轴与辅电机轴联接。主电机带动滚筒旋转的同时也带动了差速器外壳的旋转。辅电机通过联轴器的联接来控制差速器输入轴的转速,使差速器能按一定的速比将扭矩传递给螺旋,实现了离心机对物料的连续分离。



1-进料管; 2-主轴承; 3-机罩; 4-滚筒; 5-螺旋; 6-机座; 7-差速器; 8-辅电机; 9-主电机; 10-润滑系统。

图 1 某型离心机结构原理示意图

从它的结构尺寸、工作参数和工作原理可以判断,它工作时会产生较大的振动和噪声,实测数据也证实了这一推断。正常工作时,该离心机的最大振动烈度为 24.45 mm/s,最大声压级可达 96 dB。离心机产生的振动噪声严重影响着现场工作人员的身心健康,因此降低其振动噪声是非常必要的,也是提高产品质量的一个重要研究内容。

2 振动噪声测试与分析

2.1 测试系统

振动测试系统采用的是比利时 LMS 测试系统,该系统为 40 通道的单机箱,每通道最高采样率可达 204.8 kHz,拥有 150 dB 的动态范围和每秒 14 M 采样点的传输速率。

噪声测试系统采用的是挪威的 Norsonic 声学相机及噪声源定位系统,可以进行 130 Hz ~ 20 kHz 的低频噪声源测量,也可以做 70 Hz ~ 1 kHz 超低频部分测量,并能将声音影像化,精准、迅速地查出被测物的噪声源。

2.2 测试结果与分析

2.2.1 离心机振动测试分析

根据相关标准要求,使用三轴向传感器在辅电机基座、差速器与滚筒之间的轴承座、距离左侧轴承 0.77 m 处、距离左侧轴承 1.53 m 处、滚筒与主电机之间的轴承座、主电机基座等 6 个测点进行振动测试。传感器布置方向如图 2 中左下角所示。

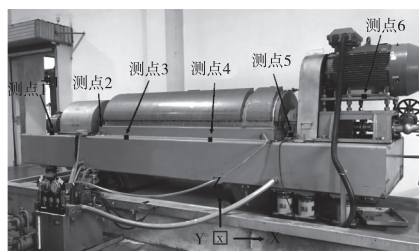


图 2 离心机振动测试的测点布置

位置 1: 辅电机机座处;
位置 2: 差速器与滚筒之间的轴承座处;
位置 3: 距离图 2 左侧轴承座 1/3 处;
位置 4: 距离图 2 左侧轴承座 2/3 处;
位置 5: 滚筒与主电机之间轴承座处;
位置 6: 主电机机座处。

在离心机空载与负载工况下进行振动测试,采样频率为 12800 Hz,采集时间为 120 s,每个位置测量 3 个方向的振动加速度,通过计算获得其各个测试位置三轴向的振动烈度。

表 1 为空载和负载工况下离心机的 6 个测点三轴向的振动烈度,图 4-图 6 为各测试位置在 10 ~ 1000 Hz 的振动速度幅值。从空载工况下离心机的振动烈度来看,主电机机座的竖直方向振动烈度最大,其振动烈度为 24.45 mm/s。从负载工况下的振动烈度可以看出,主电机机座在竖直方向上的振动烈度最大,其振动烈度为 23.51 mm/s。

表 1 在空载和负载两种工况下离心机各测试位置三轴向的振动烈度

序号	位置	方向	振级烈度	
			空载工况 /(mm/s)	负载工况 /(mm/s)
1	辅电机基座	X	2.12	1.99
		Y	11.89	3.70
		Z	7.78	7.36
2	差速器与滚筒之间的轴承座	X	2.18	1.81
		Y	6.58	6.32
		Z	6.44	6.21
3	距离左侧轴承座 1/3 处	X	2.46	2.30
		Y	6.01	6.09
		Z	7.77	-
4	距离左侧轴承座 2/3 处	X	2.38	2.26
		Y	3.06	-
		Z	4.67	-
5	滚筒与主电机之间的轴承座	X	2.12	2.07
		Y	3.20	3.42
		Z	3.38	4.02
6	主电机基座	X	8.16	8.44
		Y	24.45	23.51
		Z	7.15	8.10

其中,负载工况下,距离左侧轴承座 1/3 处的 Z 方向和距离左侧轴承座 2/3 处 Y、Z 方向的振动过大而超出传感器的量程,故表 1 中未给出相应的振动烈度数值。

根据分离机械振动标准,卧式螺旋离心机振动是以滚筒两端的轴承座振动作为考核指标。对采集到的滚筒两端轴承座的时域信号进行傅里叶分析,

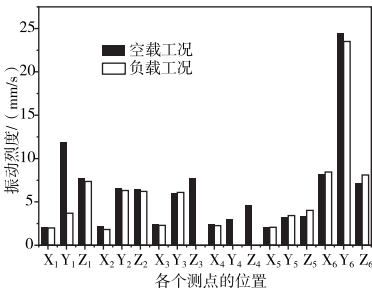


图 3 空载和负载工况下各测点三轴向的振动烈度幅值

得到相应的频域信号。从 10 ~ 1000 Hz 范围内的振动加速度频谱图可以看出,离心机的主频为 43.15 Hz。在空载和负载工况下频谱峰值均出现在离心机滚筒转速的倍频位置,说明离心机滚筒高速旋转是引起离心机振动的主要原因。

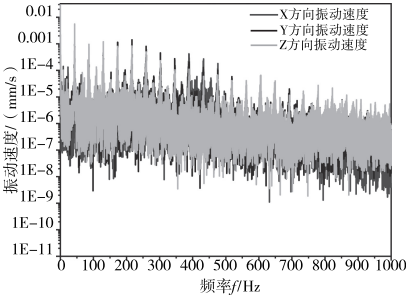


图 4 空载工况下离心机滚筒左端轴承座的振动速度

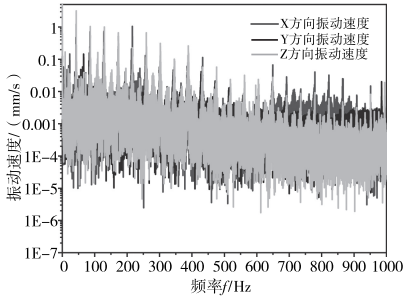


图 5 空载工况下离心机滚筒右端轴承座的振动速度

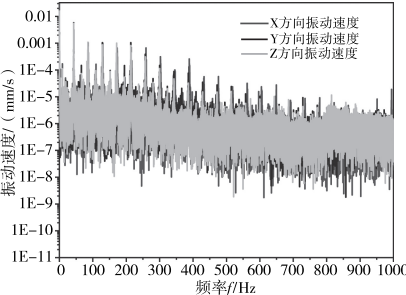


图 6 负载工况下离心机滚筒左端轴承座的振动速度

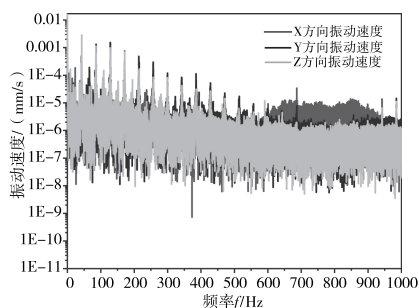
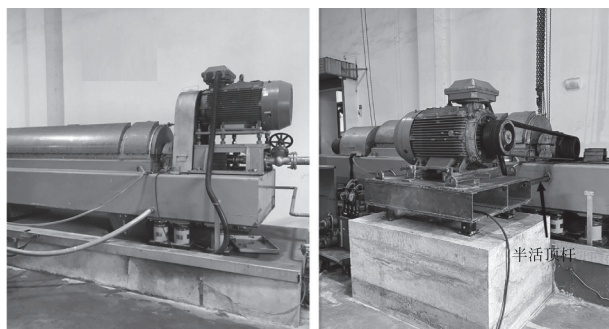


图7 负载工况下离心机滚筒右端轴承座的振动速度

离心机的转动体由滚筒和螺旋两部分组成,由于螺旋本身结构原因,很难从本质上解决螺旋的动平衡问题。离心机负载工况下,滚筒内充满非均匀介质,滚筒处于高速转动状态,故离心机转滚筒平衡问题无法从根本上解决。

从表1可以看出,主电机的振动超过标准要求,主要是因为离心机本体与主电机共用支撑钢板底座。虽然保证主电机底座具有足够的刚度,但是该结构将离心机本体振动传递到主电机,导致电机振动较大,严重影响主电机的工作状态。因此将主电机从离心机本体支撑底座拆除,并为主电机单独设立底座,主电机钢结构支撑下配置4只隔振器。改造后机组如图8所示,



改造前 改造后
图8 改造前后离心机主电机的位置图

主电机与离心机之间通过三角带进行传动,同时主电机下设有隔振器,故电机受到皮带的侧向拉力后侧倾,而影响三角带的张紧力。为确保三角带的张紧力,且保证隔振元件不受较大的侧向力,在离心机主体和钢结构平台之间设置横向支撑半活顶杆。图8改造后的图给出了半活顶杆位置。

表2为主电机基座改造前后的振动烈度。从表

2中可以看出,改造后主电机基座的振动烈度得到有效改善,Y方向的振动烈度降幅高达48.71%,进而提高了离心机的工作效率。

表2 改造前后主电机振动烈度对比

位置	方向	优化前振动 烈度(空载)	优化后振动 烈度(空载)	优化前振动 烈度(负载)	优化后振动 烈度(负载)
主电机基座	X	8.16	5.23	8.44	5.88
	Y	24.45	12.54	23.51	12.57
	Z	7.15	6.78	8.10	6.89

2.2.2 离心机噪声测试分析

两个传声器布置在距离离心机两个端部各三分之一处,垂直方向(X方向)距离离心机0.5 m,高度为1.5 m,测试时间为120 s。图9为离心机噪声测点布置位置的俯视图。

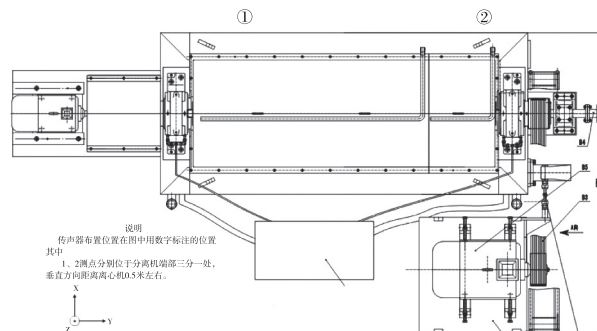


图9 离心机噪声测点位置

表3为离心机空载与负载工况下的多项噪声指标。

表3 离心机的噪声指标(单位: dB)

测试项目	测试项目	测点1 空载	测点2 空载	测点1 负载	测点2 负载
LAeq	等效声级[A]	93.6	94.3	95.5	94.6
LEA	声暴露级[A]	114.4	115.1	116.3	115.3
LMax	最大声级	94.2	95.1	95.9	95.0
LMin	最小声级	93.0	93.5	95.0	94.1
L5	累计5%声级	94.2	95.1	95.9	95.0
L10	累计10%声级	93.9	94.9	95.9	95.0
L50	累计50%声级	93.6	94.3	95.4	94.5
L90	累计90%声级	93.3	93.8	95.3	94.3
L95	累计95%声级	93.3	93.8	95.1	94.3
TN1	交通噪声指数	65.6	68.4	67.8	66.9
Lnp	噪声污染级	94.2	95.4	96.1	95.1

从图 10 和图 11 可以看出,空载及负载工况下两个传声器的 A 计权三分之一倍频程声压级。

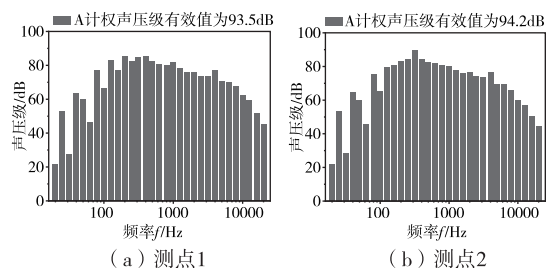


图 10 离心机空载工况下 A 计权声压级

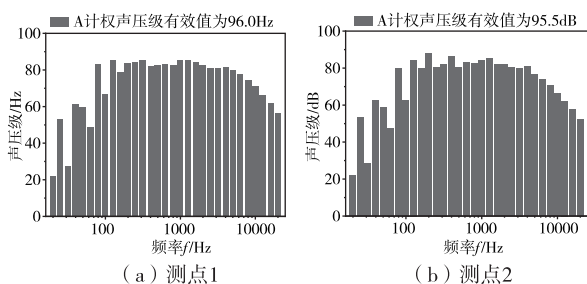


图 11 离心机负载工况下 A 计权声压级

离心机噪声测试结果表明:离心机处于空载状态,两侧点的声压级分别为 93.5 dB、94.2 dB;在负载状态下,两侧点的声压级分别为 96.0 dB、95.5 dB。

机械噪声是指由于机械设备运转时,部件间的摩擦力、撞击力或非平衡力,使机械部件和壳体等发声体产生无规律振动而辐射出的噪声。按照机械噪声源的不同,噪声划分为空气动力性噪声、机械性噪声和电磁性噪声^[8]。空气动力性噪声主要是由高速气流、不稳定气流等气流与物体之间相互作用产生的;机械性噪声主要是因为固体的振动而产生的;电磁性噪声主要是电磁信号由于电磁场而引起某些杂乱信号产生的。

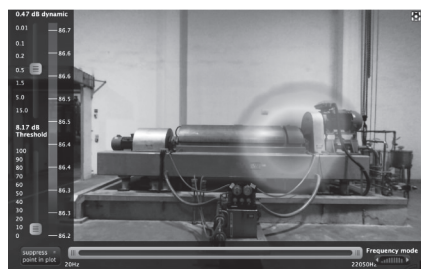


图 12 离心机噪声源

为了确定离心机的噪声源,使用声学照相机对机组进行噪声测试分析,测定出离心机噪声源位置,如图 12 所示。通过声学照相机计算分析,得出滚筒位置为低频噪声源,排渣口位置为高频噪声源。滚筒是高速转动的不均匀锥体,圆周线速度达 96.9 m/s。外表面的沟槽和法兰尤其是法兰螺钉会产生空气动力性噪声。滚筒高速旋转时,在滚筒的迎风面,空气压力高、流速较大,而滚筒的背风面,空气压力和流速迅速下降,形成涡流,使空气介质产生压力脉动而产生空气性噪声。同时,在滚筒高速转动时,法兰螺钉会敲击周围空气介质而引起压力脉动产生噪声。法兰螺钉形成的空气性噪声的频率与螺钉数量有关,即

$$f = \frac{nx}{60}i$$

其中, n 为滚筒转速,r/min; x 为法兰螺钉数量; $i=1, 2, 3, \dots$ 。

滚筒转速为 2700 r/min,法兰螺钉数量为 16 枚,故计算得到法兰螺钉产生的空气噪声的基频为 720 Hz,为高频空气性噪声。

从图 13 可以看出,离心机的保护罩分三部分:差速器保护罩、滚筒保护罩、排渣口保护罩。针对滚筒产生的空气性噪声,将滚筒保护罩改为隔声吸音罩。隔声吸音罩主要采用内层壁开孔结构,将滚筒的迎风面和背风面进行联通,降低压差,进而减小涡流的形成。同时,在隔声吸音罩内增设吸音材料,有效减弱空气噪声。

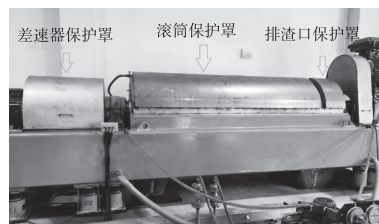


图 13 离心机的保护罩

负载工况下的噪声比空载工况下的噪声声压级高 1.3~2.5 dB,除了滚筒因动平衡产生的振动噪声外,排渣口处因固相分离物敲击导流板而产生的敲击声也是声压级升高的重要因素。因此,在离心机导流板结构设计中,增设阻尼层和全包裹式吸音层,如图 14 所示。

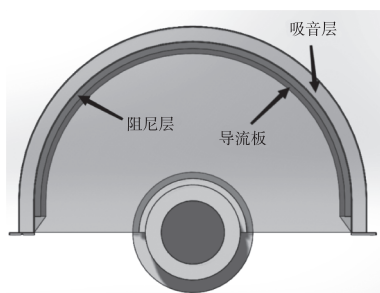


图 14 排渣口隔声吸声结构设计图

改造后,对离心机进行声压级测试。表 4 给出了离心机改造前后声压级,从表 4 可以看出,技术改造后声压级有大幅降低,均降至 85 dB 以下。从图 15 可以看出,噪声源位置由排渣口转移到差速器附近。

表 4 改造前后离心机的声压级(单位:dB)

测试项目	测试参数	测点 1 (空载)	测点 2 (空载)	测点 1 (负载)	测点 2 (负载)
技术改造前	等效声级[A]	93.60	94.30	95.50	94.60
技术改造后	等效声级[A]	84.37	83.97	84.30	84.75
结果比较	声压级下降值	9.23	10.33	11.20	9.85

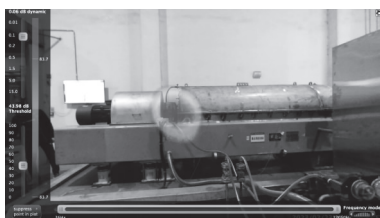


图 15 改造后离心机噪声源

3 结论

1) 研究分析表明,离心机的滚筒动平衡是造成机械噪声的主要原因;滚筒周边空气的压力波动是产生空气噪声的主要原因;负载工况下,排渣口的敲击声也是主要的噪声源。

2) 增加滚筒的光洁度,减小滚筒周边空气阻力是降低空气噪声的有效措施。全包裹式吸音层可以

有效提高隔声罩的吸声效率,具有实际的工程推广意义。

3) 改造后,离心机的振动烈度有明显降低,空载和负载工况下声压级降低 10 dB 左右,且均在 85 dB 以下。

参考文献

- [1] 戴明,王明珠,孟昭朋.卧螺离心机的减振降噪技术研究[J].机床与液压,2022,50(8):99-103.
- [2] 左言言,魏明涛,曾宪任,等.管桩离心机振动噪声控制研究[J].重庆交通大学学报(自然科学版),2015,34(6):186-190.
- [3] 谷勇霞,张玉玲,周忠宁.对旋风机气固耦合噪声研究[J].机床与液压,2016,44(16):101-104.
- [4] 张坤,温华兵,刘伟,等.惯容-橡胶复合隔振器在船舶动力机械中的应用分析[J].噪声与振动控制,2020,40(2):215-220.
- [5] 徐游文,杜星,韩健,等.钢轨动力吸振器对轮轨振动噪声的影响分析[J].机械工程学报,2021,57(18):126-136.
- [6] STEPHEN C. A review about the diagnostics of rotor dynamic pump using vibro-acoustic method[J]. Indian journal of science and technology, 2016, 9(36):1000938.
- [7] SAAVEDRA R C, SAMANTA B. Noise and vibration issues of wind turbines and their impact: a review[J]. Wind engineering, 2015, 39(6):693-702.
- [8] ZUO S G, HE H J, WU X D, et al. Numerical analysis on effects of inlet bent pipe's position on a centrifugal compressor's aerodynamic noise[J]. Applied mechanics and materials, 2014, 633/634:1196-1201.

作者简介:郑深根(1971-),男,本科,经济师,主要从事再造烟叶生产及设备管理工作。

通讯作者:廖建彬(1976-),男,博士,副教授,主要从事振动噪声控制、机械设备故障诊断等研究。

收稿日期:2023-03-13

基于选区激光熔化铜合金温度场的粉末层厚调控研究

孔 帅,郭越阳,刘来瑞,李亚琦,马士平

(中国船舶重工集团公司第七一八研究所,河北 邯郸 056000)

摘 要:在选区激光熔化(SLM)加工过程中,粉末层厚是选区激光熔化加工中重要的调控参数之一,合理的粉末层厚既可以提高成型质量又可以提高成型效率。基于 SLM 温度场模型,研究了温度场运动动态过程,预测了温度场温度和熔池大小,并且定量分析了粉末层厚对温度场温度和熔池大小的影响,研究表明:粉末层厚对温度的影响较小,对于熔池长度的影响相对于熔池宽度和深度更为明显。

关键词:粉末层厚 选区激光熔化(SLM) 温度场温度 熔池

中图分类号:TH146

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2023)04-0099-04

Powder layer thickness control based on temperature field of selective laser melting copper alloy

KONG Shuai, GUO Yueyang, LIU Lairui, LI Yaqi, MA Shipping

Abstract: In the selective laser melting (SLM) process, the powder layer thickness is one of the important control parameters. Reasonable powder layer thickness can improve the molding quality and the molding efficiency. Based on SLM temperature field model, this paper studies the dynamic process of temperature field movement, predicts the temperature of the temperature field and the size of the molten pool, and quantitatively analyzes the influence of powder layer thickness on the temperature of the temperature field and the size of the molten pool. The results show that the powder layer thickness has little effect on the temperature; the effect on the length of the molten pool is more obvious than that on the width and depth of the molten pool.

Keywords: powder layer thickness, selective laser melting (SLM), temperature field temperature, molten pool

0 引言

增材制造(AM)技术是一种新的快速成形和制造技术,在数学模型的指导下,能够通过有选择性的熔化粉末来构建 3D 复杂零件^[1-3]。选择性激光熔化(SLM)工艺是生产 3D 复杂零部件的最常见的 AM 方法之一。和传统的制造技术相比,SLM 具有生产周期短、材料利用率高、无需刀具或磨具等优势。因此,它被应用于航空航天、汽船、生物学等各个领域^[4-6]。通常,在选区激光熔化过程中,粉末层厚度是一个重要的工艺调控参数。Kamath 等人对选择性激光熔化 316L 不锈钢形成过程进行了研究,研究表明:低层厚度(30 μm)工艺下,相对密度可以达到 99.81%^[7]。Ma 等人将 Cr18Ni9Ti 粉末的层厚度从 60 μm 增加到 150 μm ,发现块状样品的相

对密度可以达到 99.3%~99.8% 的范围,并且建筑率可以提高 10 倍以上^[8]。迄今为止,当前对于粉末层厚的研究大都是通过实验分析。随着计算机技术的发展,数值仿真已经成为一种方便有效的方法来研究 SLM 加工。英国利兹大学的 Childs 等人^[9]进行了不锈钢和工具钢材料的 SLM 成形仿真与试验,并探究了当激光束熔融金属粉末为液态熔池时相应的温度场随时间变化的规律,结果表明:其仿真得到的温度场结果与实际监测的温度变化趋势基本一致。瑞士伯尔尼大学的 Fischer 等人^[10]采用了热源监测与仿真分析的方法,对比了脉冲激光光源与连续激光光源对钛合金粉末成形过程中的温度分布规律,研究结果显示,脉冲式激光光源的熔池最高温度与平均温度均高于连续式激光光源。因此,本文基于 SLM 有限元模型,分析了不同粉末层厚对温度场

的影响,为粉末层厚调控提供理论基础。

1 温度场仿真

本文基于有限元理论使用 ANSYS 软件对 SLM 过程中的温度场进行仿真模拟,建立了选区激光熔化铜合金温度场有限元模型。

本文所建立的有限元模型分为粉末层和基板,为了便于计算,对模型进行了简化,如图 1 所示。粉末层的长度为 1.2 mm,宽度为 0.6 mm,厚度为

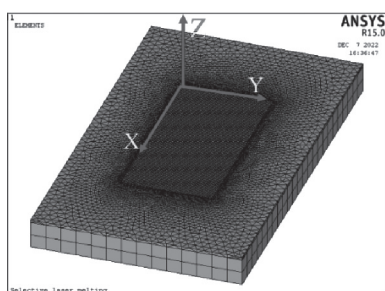


图 1 温度场有限元模型

0.02~0.04 mm,基板的尺寸为 2.4 mm×1.4 mm×0.2 mm。基板的网格大小为 0.1 mm×0.1 mm×0.1 mm,为了提高模型计算精度,对粉末层网格划分应更为精细,网格大小为 0.01 mm×0.01 mm×0.006 mm。该模型一共被划分成 23165 个单元,并且粉末层和基板都是使用 solid70 3-D 实体热单元。

为了研究不同层厚对温度场的影响,保持激光功率和扫描速度不变,改变粉末层厚参数。激光功率和扫描速度分别为 300 W 和 1 m/s,粉末层厚为 20~40 μm,具体参数如表 1 所示。本文仿真采用的铜合金材料为 Cusn10 粉末,其化学成分如表 2 所示。

表 1 不同粉末层厚下的工艺参数组合

参数	值	增量
粉末层厚 Z	20~40 μm	10
扫描速度 v	1 m/s	—
激光功率 P	300 W	—

表 2 Cusn10 粉末合金成分 ($W_i\%$)

Cu	Sn	P	Pb	Ni	Al	Fe	Zn	S	Mn	Si
Bal	9.0~11.0	≤1.0	≤0.25	≤0.1	≤0.1	≤0.1	≤0.05	≤0.05	≤0.05	≤0.02

2 不同粉末层厚对温度场的影响

粉末层厚是影响 SLM 加工的重要参数之

一^[11],为了研究粉末层厚度对成型质量的影响机理,本文基于温度场有限元模型,分析了不同粉末层厚对温度场温度和熔池的影响。

2.1 粉末层厚对温度场温度的影响

图 2 为不同粉末层厚下的温度随时间变化的曲线图,从图中可以看出,三条曲线基本重合,并且随着粉末层厚的增加,温度略有升高,粉末层为 20 μm、30 μm、40 μm 时的最大温度分别为 2425.81 °C、2511.98 °C、2576.62 °C。这可能主要是因为铜合金传热性能好,粉末层厚越小越容易导致热量扩散到基板上,从而使温度降低。通过温度对比分析,可以认为在一定范围内粉末层厚虽然对温度有影响,但是影响并不大,相对于激光功率和扫描速度^[11]对于温度场温度大小的影响,粉末层厚的影响可以忽略。

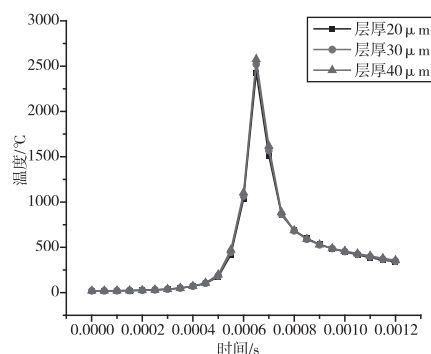


图 2 不同粉末层厚下温度随时间变化图

2.2 粉末层厚对温度场熔池结构的影响

图 3 为不同粉末层厚下熔池分布云图对比,其中图 3(a)、图 3(b)和图 3(c)分别是粉末层厚为 20 μm、30 μm 和 40 μm 时的熔池云图,从图中可以看出:粉末层厚为 20 μm、30 μm 和 40 μm 时熔池云图基本相同,这表明在一定范围内粉末层厚对温度场熔池的影响不大。

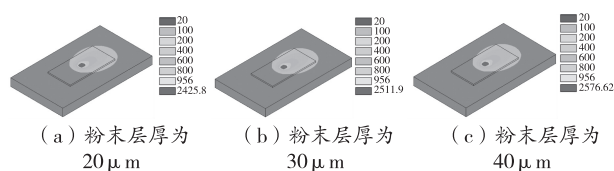


图 3 不同粉末层厚下熔池云图对比

温度场的成型过程是逐层铺粉,为了可以使每

个熔化层之间有效结合,需要对粉末层厚进行合理调控。图4为粉末层厚与熔池深度的关系图,当粉末层厚太小时,熔池深度远远大于粉末层厚,这样会降低成形效率;但是当熔池深度远远小于粉末层厚时又会导致粉末不能完全熔化,从而降低工件成形质量,只有当熔池深度略大于粉末层厚度时成形质量最为合适。

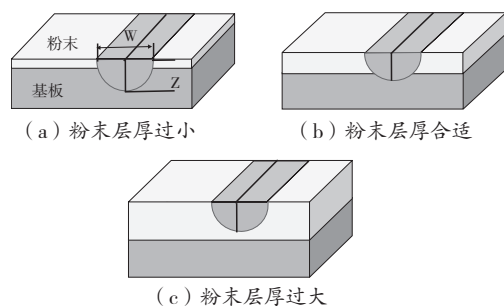


图4 粉末层厚与熔池深度的关系

图5为不同粉末层厚下熔池切片对比图,通过对比图可以看出,图5(a)、图5(b)和图5(c)对应的粉末层厚不同,分别为20 μm 、30 μm 和40 μm 。当粉末层厚为20 μm 时,熔池深度要远远大于粉末层厚,这虽然不会降低工件的成形质量,但是这不利于工件的成形效率;当粉末层厚为30 μm 时,熔池深度略大于粉末层厚,此时熔池与熔池之间的搭接可以很好地结合,粉末层厚刚好合适;当粉末层厚为40 μm 时,粉末层厚远远大于熔池深度,此时粉末层粉末不能完全熔化,这将不利于粉末层与粉末层之间的结合,影响工件质量和精度。因此,在选区激光加工过程中,粉末层厚需要控制在合理的范围内,既不能过大也不能过小,要略微大于熔池的深度。

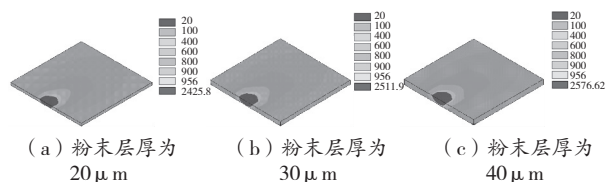


图5 不同粉末层厚下熔池云图切片对比

为了进一步定量分析不同粉末层厚下的熔池尺寸,对20 μm 、30 μm 和40 μm 下的熔池长度、宽度和深度进行了测量。如图6所示:当粉末层厚为20 μm 时,熔池的长度、宽度和深度分别为135 μm 、117

μm 和35 μm ;当粉末层厚为40 μm 时,熔池的长度、宽度和深度分别为143 μm 、120 μm 和36 μm 。通过对比发现,随着扫描层厚的增加,熔池的长度、宽度和深度都略有增加,其中对熔池长度的影响相对于熔池宽度和深度更为明显。

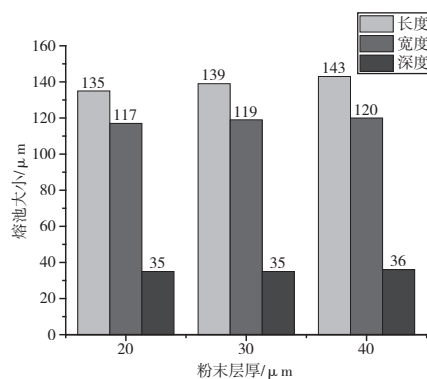


图6 不同粉末层厚下熔池尺寸

3 结论

1) 本文基于SLM温度场有限元模型,通过改变粉末层厚(其他工艺参数不变),预测了不同粉末层厚下温度场的温度变化规律和熔池结构,分析了不同粉末层厚对温度场的影响,粉末层厚对温度场温度的影响较小;粉末层厚对熔池大小的影响为:随着扫描层厚的增加,熔池的长度、宽度和深度都略有增加,其中对熔池长度的影响相对于熔池宽度和深度更为明显。

2) 粉末层厚虽然对温度场温度的影响较小,但它是影响成型质量的重要参数,通过调整粉末层厚的大小可以使粉末层与层之间实现良好搭接,实现高效成型。本文仅从粉末层厚的角度分析了对温度场的影响,除了粉末层厚外,激光功率、扫描速度、扫描间距等都是影响成型质量的重要工艺。

参考文献

- [1] TAN J L, TANG C, WONG C H. Study and modeling of melt pool evolution in selective laser melting process of SS316L[J]. MRS communications, 2018, 8(3): 1178-1183.
- [2] CHEN Z, ZONG X, SHI J, et al. Online monitoring based on temperature field features and prediction model for selective laser sintering process[J]. Applied sciences,

- 2018,8(12):2383.
- [3] MA M, WANG Z, ZENG X. A comparison on metallurgical behaviors of 316L stainless steel by selective laser melting and laser cladding deposition[J]. Materials science and engineering: A, 2017, 685: 265–273.
- [4] CHUA C K, WONG C H, YEONG W Y. Standards, quality control, and measurement sciences in 3D printing and additive manufacturing[M]. Academic Press, 2017.
- [5] CHEN Z, ZONG X, SHI J, et al. Online monitoring based on temperature field features and prediction model for selective laser sintering process [J]. Applied sciences, 2018, 8(12): 2383.
- [6] ALMANGOUR B, GRZESIAK D, CHENG J, et al. Thermal behavior of the molten pool, microstructural evolution, and tribological performance during selective laser melting of TiC/316L stainless steel nanocomposites; experimental and simulation methods[J]. Journal of materials processing technology, 2018, 257: 288–301.
- [7] KAMATH C, EL-DASHER B, GALLEGOS G F, et al. Density of additively-manufactured, 316L SS parts using laser powder-bed fusion at powers up to 400 W[J]. The international journal of advanced manufacturing technology, 2014, 74: 65–78.
- [8] MA M, WANG Z, GAO M, et al. Layer thickness dependence of performance in high-power selective laser melting of 1Cr18Ni9Ti stainless steel [J]. Journal of materials processing technology, 2015, 215: 142–150.
- [9] CHILDS T H C, HAUSER C. Raster scan selective laser melting of the surface layer of a tool steel powder bed [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, part B: journal of engineering manufacture, 2005, 219(4): 379–384.
- [10] FISCHER P, ROMANO V, WEBER H P, et al. Sintering of commercially pure titanium powder with a Nd: YAG laser source[J]. Acta materialia, 2003, 51(6): 1651–1662.
- [11] GUSAROV A V, YADROITSEV I, BERTRAND P, et al. Heat transfer modelling and stability analysis of selective laser melting [J]. Applied surface science, 2007, 254(4): 975–979.
-
- 作者简介: 孔帅(1993–), 男, 助理工程师, 硕士研究生学历, 毕业于北京工业大学机械工程专业, 现主要从事气象制氢技术研究。
- 收稿日期: 2022–12–11