

测试质量锁紧机构的力封闭分析及夹持力优化

王和顺,纪玉杰[▲]

(沈阳理工大学 机械工程学院,辽宁 沈阳 110159)

摘要:测试质量锁紧机构是引力波探测器的重要部件之一,但是基于力封闭理论分析锁紧机构鲜有报道,本文从力封闭的角度对锁紧机构进行分析,为锁紧机构的设计及后续的研究提供理论支持和参考。根据力螺旋理论,建立了顶杆与测试质量的抓持矩阵,采用力封闭原理分析稳定夹持时接触力与测试质量所受外力的关系;通过对夹持质量指标的分析,得到最优的接触点位置,验证锁紧机构的可靠性;将夹持力优化问题转化为求解非线性规划问题,采用 MATLAB 软件中的 fmincon 函数对接触力进行优化,得到最优的夹持力,并通过 ANSYS Workbench 软件进行有限元分析,得到测试质量最大变形量为 $0.4\ \mu\text{m}$,满足设计要求。

关键词:力封闭 摩擦锥 夹持力优化 有限元分析

中图分类号:TP241

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0001-07

Force-closure analysis and gripping force optimization of test mass caging mechanism sub-system

WANG Heshun, JI Yujie

Abstract: The test mass caging mechanism sub-system (CMSS) is one of the important parts of the gravitational wave detector, but there are few reports on the analysis of the caging mechanism sub-system based on force-closure theory. This article analyzes the caging mechanism sub-system from the perspective of force closure, so as to provide theoretical support and reference for the design of caging mechanism sub-system and subsequent research. Based on the force wrench theory, the gripping matrix of the fingers and the test mass is established, and the relationship between the contact force and the external force of the test mass is analyzed by the force-closure principle. Through the analysis of the gripping quality indicators, the optimal contact point position is obtained. The gripping force optimization problem is transformed into a nonlinear programming problem, and the fmincon function in MATLAB software is used to optimize the contact force. The optimal gripping force is obtained, and the finite element analysis is carried out by ANSYS Workbench software. The maximum deformation of the test mass is $0.4\ \mu\text{m}$, which meets the design requirements.

Keywords: force-closure, friction cone, gripping force optimization, finite element analysis

0 引言

近些年来,空间引力波的探测和研究成为了热点问题。LISA Pathfinder^[1-3] (Laser Interferometer Space Antenna Pathfinder) 是由欧洲航天局 (ESA) 发起的太空任务,旨在为将来的太空引力波观测任务打下基础,对于引力波的探测,我国也推出了“太极计划”和“天琴计划”^[4-5],随着“太极一号卫星”和“天琴一号卫星”的成功发射,为我国在引力波探测领域打下坚实的基础,其中锁紧机构在“太极一号卫星”和“天琴一号卫星”上也有应用,因此本文

对其进行了相应的理论分析。

在机械手抓取问题中^[6-7],力封闭是评判机械手指尖稳定性的有效方法之一。Dai^[8]等利用序列半定规划技术将力封闭和运动学约束的综合和优化力封闭夹取姿势的问题转化为双线性矩阵不等式来求解。Liu^[9]等提出一种基于形状分析和力闭合的机械手夹取姿态确定方法,使用 CPC 方法、物体凹凸特性分割和划分目标物体,利用力学模型和基本形态分析,自主确定机械手最优夹取平面和夹取接触点。Li^[10]等对可展开机械手 (DRH) 的夹取稳定性分析和最优包络夹取规划进行了研究,在几何分

析的基础上,首次提出了包络夹取稳定性评价指标的计算方法。邹俞^[11]等采用基于力封闭的非线性规划方程(NLP)求解内力分布和稳定夹取的指标,建立稳定夹取力模型。Biserni^[12]对于锁紧机构的研究中,采用液压系统驱动顶杆夹紧测试质量, Schmid^[13]通过凸轮系统,将压电电机的旋转运动转变为锁紧顶杆的线性运动,完成锁紧测试质量的任务。

综上所述,目前已通过多种方法对力封闭夹持问题进行了研究,推动了抓取问题研究的发展。然而,应用力封闭方法对测试质量锁紧机构的研究,迄今未见相关报道。因此,本文从机械手抓取的角度分析,采用力封闭方法,分析了测试质量锁紧机构定点夹紧测试质量的问题,根据力螺旋理论,建立夹持模型,得出测试质量的夹持矩阵,验证了夹持模型是否满足力封闭,并采用非线性规划方法,优化夹持力矢量,分析锁紧装置的夹持性能。

1 锁紧机构力封闭分析及夹持力优化

1.1 锁紧机构分析

测试质量锁紧机构的目的是在航天器发射阶段具有极大的冲击振动的情况下,能够可靠锁紧测试质量,几乎不产生任何振动。锁紧机构基本概念布局如图1所示^[14]。

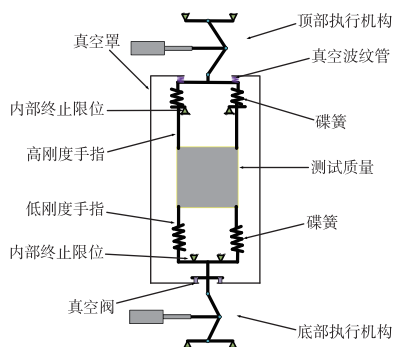


图1 锁紧机构概念图

惯性传感器测试质量锁紧机构主要由上下两部分组成,分别采用高、低刚度共八根顶杆夹紧测试质量。顶杆与测试质量的接触类型均采用有摩擦的硬指接触,不考虑力矩的影响。在发射阶段,不仅需要测试质量所受的重力,还要考虑发射时产生的

冲击力;要保证测试质量不发生振动和偏移,即锁紧力在上、下两个子机构的各四根顶杆上均匀分布。

针对以上的问题,依据测试质量是否满足静力平衡条件来分析接触构型的合理性,即力封闭分析方法;通过对指尖接触力的分析和优化,以达到锁紧力可以稳定锁紧测试质量的目的。

1.2 力封闭判别

物体坐标系与接触坐标系如图2所示,可以采用力螺旋理论来分析夹持的力封闭特性。

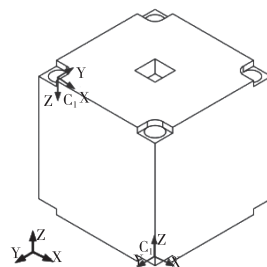


图2 测试质量坐标系建立

以测试质量的质心为物体坐标系的原点,建立O-xyz坐标系,并记为 C_0 。将接触坐标系记为 C_i ($i = 1, 2, \dots, 8$),其中z轴始终指向接触点处的内表面法向方向,并根据右手定则建立如图1所示的接触坐标系。通过接触坐标系相对于物体坐标系 C_0 的相对位置和方向来描述接触位置,即

$$g_{oci} = (p_{oci}, R_{oci}) \in SE \quad (1)$$

通常,采用力螺旋基 B_{ci} 和摩擦锥 FC_{ci} 来表示一种接触模型。本文采用硬指接触模型,其指端接触力为:

$$F_{ci} = B_{ci} f_{ci} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$f_{ci} \in FC_{ci} \quad (2)$$

其中摩擦锥为 FC_{ci} ,测试质量与顶杆的接触面为半球面,为方便分析,将面接触模型简化为点接触模型。摩擦锥示意图如图3所示。

$$FC_{ci} = \{f \in R^3 \mid \sqrt{f_{cix}^2 + f_{ciz}^2} \leq \mu f_{ciz}, f_{ciz} \geq 0, i = 1, 2, \dots, n\} \quad (3)$$

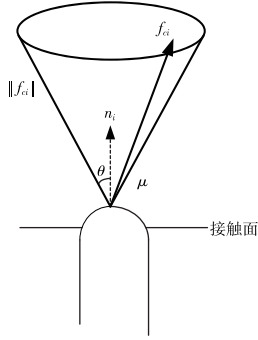


图3 顶杆接触摩擦锥

为计算顶杆施加在物体上的力,将接触力变换到物体坐标系下。由式(1)可得单个接触力在物体坐标系下的表达式,即

$$F_0 = Ad_{g_{oci}}^T F_{ci} = \begin{bmatrix} R_{oci} & 0 \\ \hat{p}_{oci} R_{oci} & R_{oci} \end{bmatrix} B_{ci} f_{ci} \in FC_{ci} \quad (4)$$

将接触映射 $G_i \in R^{p \times m_i}$ 定义为相对于 B_{ci} 的接触力与物体力螺旋之间的线性映射,即

$$G_i = \begin{bmatrix} R_{oci} & 0 \\ \hat{p}_{oci} R_{oci} & R_{oci} \end{bmatrix} B_{ci} \quad (5)$$

如果由 k 个顶杆与物体接触,且 k 条线接触作用在物体上的力螺旋转化到物体坐标系下为:

$$F_o = \sum_{i=1}^k G_i f_{ci} = [G_1 \cdots G_k] [f_{c1} \cdots f_{ck}]^T \quad (6)$$

则,抓持矩阵和接触力分别为

$$G = [G_1 \cdots G_k]$$

$$f_c = [f_{c1} \cdots f_{ck}]$$

因此,式(4)可以改写为

$$F_o = G f_c^T \quad f_c \in FC \quad (7)$$

如果给定的施加于物体上的任意外力螺旋 $F_e \in R^p$,则存在接触力 $f_c \in FC$,则接触力 f_c 与外力螺旋 F_e 的关系为:

$$G f_c = -F_e \quad (8)$$

通过分析式(7),可以评估在一定预紧力的作用下,锁紧机构在夹持测试质量时的力封闭性。同时,可以分析锁紧机构在承受目标物外力和扰动时的能力,从而确保锁紧机构控制系统能够实现稳定的夹持操作。

利用邹俞的研究分析^[15],力封闭的判定条件为:

(1) 抓持矩阵 G 行满秩,表示式(8)有解;

(2) 指端接触力 f_c 满足接触摩擦锥条件,即 $f_c \in FC_i$ 。

只有满足条件(1)和(2),力封闭夹持才成立,即可带入稳定静力抓持模型计算抓持力。

1.3 夹持质量指标评估

假设测试质量夹持模型满足力封闭夹持,则 $\text{rank}(G) = 6$,进而式(8)的解可以写成齐次解和特解的和,即

$$f_c = G^T (GG^T)^{-1} F + [I_L - G^T (GG^T)^{-1} G] \quad (9)$$

$$f_c = f_M + f_N \quad (10)$$

其中,矩阵 $I_L - G^T (GG^T)^{-1} G$ 的列向量构成夹持矩阵 G 的零空间的基; f_M 为夹持过程中的外力; f_N 为夹持过程中的内力,对物体的运动及外力旋量不产生任何影响。

根据式(9),可建立 $f_c = 1$ 状态下,在操作空间中映射为超椭球,称超椭球为接触外力椭球,可用该椭球的体积作为衡量夹持质量分数 v_ω 。

$$v_\omega = \sqrt{\det(GG^T)} = \sigma_{\omega 1} \sigma_{\omega 2} \cdots \sigma_{\omega n} \quad (11)$$

式中, $\sigma_{\omega 1}, \sigma_{\omega 2}, \cdots, \sigma_{\omega n}$ 为夹持矩阵 G 的奇异值。

接触外力椭球的体积与 v_ω 的关系如下:

$$V = c v_\omega \quad (12)$$

其中, c 为常数,在平面夹持中 $c = \frac{4\pi^2}{3}$,在空间夹持中 $c = \frac{\pi^3}{6}$ 。

该值与接触外力椭球的体积呈正比,接触外力椭球的体积越大,夹持过程中可抵抗各种外力或力旋量的能力越强。当性能指标 v_ω 最大时,接触力椭球的体积也达到最大值,这时对各向的抗干扰能力也达到了最强。当所选的 v_ω 越大,广义接触外力椭球越接近广义球体,其抵抗来自各向的外力或力旋量的能力越均衡。

引入夹持各向同性指标,该指标的目的是为了寻求在夹持过程中,各个顶杆对测试质量施加的力对夹持稳定性的贡献是否相同,表达式如下

$$u_w = \frac{\sigma_{\omega \min}}{\sigma_{\omega \max}} \quad (13)$$

式中, $\sigma_{\omega \max}$ 为夹持矩阵的最大奇异值, $\sigma_{\omega \min}$ 为夹持矩阵的奇异值的平均值。当夹持最优时, u_w 趋近于 1, 当夹持接近奇异时, u_w 趋近于 0^[16]。

1.4 夹持位置与指标计算

测试质量是一个边长为 46 mm 的金铂合金立方体^[17]。每根顶杆直径均为 6 mm, 顶杆与测试质量接触面均为直径为 6 mm 的半球面, 为保证测试质量的稳定, 以及需要为二、三级释放机构预留空间, 锁紧位置均匀分布在测试质量的外侧。由于夹持质量指标与夹持位置有关, 因此以公式(12) 为目标函数, 采用遗传算法针对夹持点位置进行优化。因采用正方形的夹持点布局(图4), 所以可用 x_i 替代 y_i ($i = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8$)。

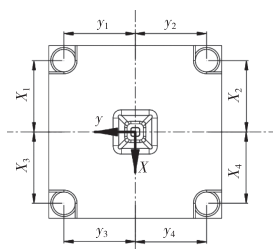


图4 夹持点位置

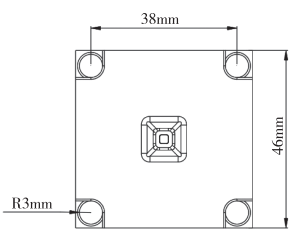


图5 测试质量俯视图尺寸

经过优化分析, 得到的夹持点位置尺寸见表 1。顶杆位置布局如图 5 所示。

表 1 接触点位置

序号	x/mm	y/mm
1	-19	19
2	-19	-19
3	19	19
4	19	-19
5	-19	19
6	-19	-19
7	19	19
8	19	-19

计算得到力椭球体积为

$$V = 1.67 \times 10^4 \text{ cm}^3$$

且各向同性指标为

$$u_w = 0.873$$

其值趋近于 1, 因此该夹持点布局可以稳定夹持测试质量。

1.5 夹持力优化模型

若要得到夹持力的最优解, 则需要计算出满足式(8) 和力封闭判断条件的最小值的解。采用 MATLAB 优化工具箱中的 fmincon 函数。夹持力优化问题转化成求解非线性规划问题, 表示为

$$\begin{aligned} \min f(x) &= \sum_{i=1}^m f_{ci}^T f_{ci} \\ \text{s. t. } GF_c - F_0 &= 0 \\ -(f_{ci}^T n_i) &\leq 0 \\ \sqrt{f_{cix}^2 + f_{ciz}^2} &\leq \mu_i f_{ciz} \end{aligned} \quad (14)$$

式中, $f(x)$ —力的目标函数; M —顶杆数量; n_i —第 i 个接触点的单位外法矢; μ_i —第 i 个接触点的摩擦系数。

fmincon 函数的核心序列二次规划优化算法, 该算法具有较快的收敛速度、高效率和良好的数值稳定性, 适用于解决具有等式约束和不等式约束的非线性优化问题。

2 夹持矩阵和夹持力计算

2.1 夹持矩阵计算

根据 1.4 节得到的接触点位置, 求解夹持矩阵。由式(2) 来计算接触力, 即

$$F_{ci} = B_{ci} f_{ci} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{bmatrix}$$

从物体坐标系变换到接触坐标系需绕 x 轴旋转 180° , 接触位置由式(1) 计算得

$$g_{oc1} = \begin{bmatrix} -19 & 1 & 0 & 0 \\ 19 & 0 & -1 & 0 \\ 18 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

同理, 可计算得出其他 7 个接触点的接触位置。

由式(4) 得到矩阵映射关系为

$$Ad_{g_{oc1}}^T = \begin{bmatrix} R_{oc1} & 0 \\ \hat{p}_{oc1} R_{oc1} & R_{oc1} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & & & \\ 0 & -1 & 0 & & & 0 \\ 0 & 0 & -1 & & & \\ 0 & z_i & -y_i & 1 & 0 & 0 \\ z_i & 0 & x_i & 0 & -1 & 0 \\ -y_i & -x_i & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

根据式(5) 计算得到夹持矩阵为:

$$G = [G_1 \quad G_2 \quad G_3 \quad G_4 \quad G_5 \quad G_6 \quad G_7 \quad G_8]$$

其中:

$$G_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 18 & -19 \\ 18 & 0 & -19 \\ -19 & 19 & 0 \end{bmatrix}; G_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 18 & 19 \\ 18 & 0 & -19 \\ 19 & 19 & 0 \end{bmatrix};$$

$$G_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 18 & -19 \\ 18 & 0 & -19 \\ -19 & -19 & 0 \end{bmatrix}; G_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 18 & 19 \\ 18 & 0 & 19 \\ 19 & -19 & 0 \end{bmatrix};$$

$$G_5 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 18 & 19 \\ -18 & 0 & 19 \\ -19 & -19 & 0 \end{bmatrix}; G_6 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 18 & -19 \\ -18 & 0 & 19 \\ 19 & -19 & 0 \end{bmatrix};$$

$$G_7 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 18 & 19 \\ -18 & 0 & -19 \\ -19 & 19 & 0 \end{bmatrix}; G_8 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 18 & -19 \\ -18 & 0 & -19 \\ 19 & 19 & 0 \end{bmatrix}.$$

2.2 夹持力优化计算

在发射过程中,测试质量不仅受到自身重力,还要承受外部的冲击力,取 $F_{\text{外}} = 3000$,令每根顶杆与测试质量的接触摩擦系数设为 0.05,接触点处的内法矢为 $n_1 = n_2 = n_3 = n_4 = (0, 0, -1)^T$, $n_5 = n_6 = n_7 = n_8 = (0, 0, 1)^T$ 。在物体坐标系下的期望合力为: F

$= (0 \quad -17.32 \quad 200 \quad 0 \quad 0 \quad 0)^T \text{N}$, 选取初始力应满足所有的约束条件,即:

$$F_0 = (0 \quad -3.17 \quad -370 \quad 0 \quad -3.17 \quad -370 \quad 0 \quad 3.17 \quad -370 \quad 0 \quad 3.17 \quad -370 \quad 0 \quad 7.5 \quad 430 \quad 0 \quad 7.5 \quad 430 \quad 0 \quad -7.5 \quad 430 \quad 0 \quad -7.5 \quad 430)^T \text{N}$$

将上式编写成 MATLAB 约束函数和目标函数, 带入相关的数据,通过 fmincon 函数进行求解,计算得出最优夹持力,并验证其结果不满足摩擦锥约束条件,其中 $f_{c1} f_{c2} f_{c3} f_{c4}$ 处于摩擦锥边界,极易受到干扰而产生夹持不稳定。为此重新定义摩擦锥约束 $s^2(f_{cix}^2 + f_{ciz}^2) - \mu^2 f_{ciz}^2 \leq 0$, 其中 $s (s < 1)$ 为修正系数, 取 0.45。重新计算夹持力:

$$f_{c1} = (-111.52 \quad 12.39 \quad -352.16)^T \text{N}$$

$$f_{c2} = (-86.73 \quad -12.39 \quad -352.16)^T \text{N}$$

$$f_{c3} = (-86.74 \quad 12.40 \quad -352.16)^T \text{N}$$

$$f_{c4} = (-86.70 \quad 12.33 \quad -352.16)^T \text{N}$$

$$f_{c5} = (80.54 \quad -12.39 \quad 402.84)^T \text{N}$$

$$f_{c6} = (105.32 \quad -12.33 \quad 402.84)^T \text{N}$$

$$f_{c7} = (80.54 \quad 12.39 \quad 402.84)^T \text{N}$$

$$f_{c8} = (105.32 \quad 12.39 \quad 402.84)^T \text{N}$$

验证上述结果是否满足约束条件,得

$$-(f_{c1}^T n_1) = -352.16$$

$$-(f_{c2}^T n_2) = -352.16$$

$$-(f_{c3}^T n_3) = -352.16$$

$$-(f_{c4}^T n_4) = -352.16$$

$$-(f_{c5}^T n_5) = -402.84$$

$$-(f_{c6}^T n_6) = -402.84$$

$$-(f_{c7}^T n_7) = -402.84$$

$$-(f_{c8}^T n_8) = -402.84$$

$$s^2(f_{c1x}^2 + f_{c1y}^2) - \mu^2 f_{c1z}^2 = -240.97$$

$$s^2(f_{c2x}^2 + f_{c2y}^2) - \mu^2 f_{c2z}^2 = -1235.9$$

$$s^2(f_{c3x}^2 + f_{c3y}^2) - \mu^2 f_{c3z}^2 = -1235.9$$

$$s^2(f_{c4x}^2 + f_{c4y}^2) - \mu^2 f_{c4z}^2 = -1235.9$$

$$s^2(f_{c5x}^2 + f_{c5y}^2) - \mu^2 f_{c5z}^2 = -2306.7$$

$$s^2(f_{c6x}^2 + f_{c6y}^2) - \mu^2 f_{c6z}^2 = -1374$$

$$s^2(f_{c7x}^2 + f_{c7y}^2) - \mu^2 f_{c7z}^2 = -2306.7$$

$$s^2(f_{c8x}^2 + f_{c8y}^2) - \mu^2 f_{c8z}^2 = -1374$$

经过计算得出夹持矩阵 G 满秩,满足力封闭判

别条件(1);接触力都处于摩擦锥之内,满足条件(2),则抓持模型满足力封闭夹持。并且接触力都距摩擦锥边界有一定距离,具有较强的抗干扰能力,不会轻易受到外界因素的干扰。

3 FEA 分析

对于第2节中求解出的指尖接触力采用有限元分析方法,求解出测试质量的形变量,分析其是否符合要求。

锁紧顶杆的材料选用 7075-T6 型铝合金,足够轻量化且强度足够高;测试质量选用 75% 的黄金和 25% 的铂合成的金属,两种材料的物理性能见表 2。

表 2 材料物理特性

材料名称	密度/(g/cm ³)	杨氏模量/GPa	泊松比
7075-T6	2.85	71.7	0.33
金铂合金	19.32	200	0.35

为方便在 ANSYS Workbench 中进行有限元分析,使模型简化为只有顶杆夹持测试质量,如图 6 所示。

将其导入 Workbench 中,相关材料的物理特性设置完成,采用 SOLID185 单元进行网格划分,为使分析结果精确,将顶杆以 2 mm 单元尺寸划分网格,测试质量以 1 mm 单元尺寸划分网格,如图 7 所示,有限元模型合计节点数 1158207,单元数 841517。根据实际工况添加载荷和约束条件,求解后得到测试质量变形云图,如图 8 所示。

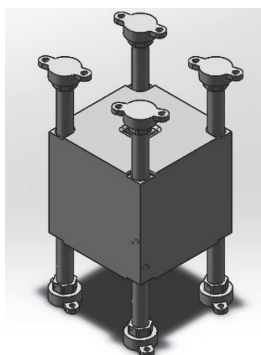


图 6 简化夹持模型

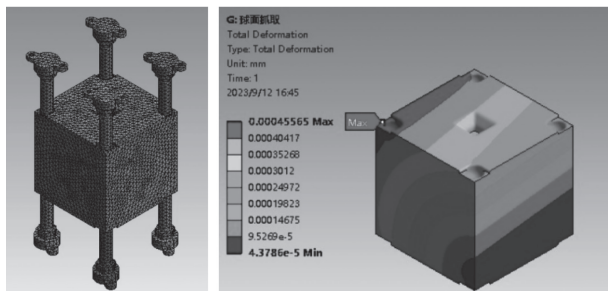


图 7 有限元模型

图 8 测试质量变形云图

经仿真分析,在实际工况下测试质量最大变形量为 0.4 μm ,变形量较小,并且变形最大位置在接触点边缘处,不能损坏测试质量表面镀层,且对引力波测量实验的影响可忽略不计,满足设计要求。

4 结论

1)以具有摩擦的硬指接触为例,建立测试质量的夹持模型,计算其夹持矩阵,并进行了力封闭的理论分析,验证测试质量锁紧机构满足力封闭夹持的要求。

2)以夹持质量指标为目标函数,通过遗传算法对夹持点位置进行优化,得到的夹持质量指标为 0.873,该夹持点布局可以稳定夹持测试质量。

3)针对夹持力,采用 fmincon 函数进行求解,并引入修正系数,优化后的夹持力经过有限元分析,最大变形量 0.4 μm ,满足夹持力不能损坏 TM 表面镀层的要求。

参考文献

- [1] ANTONUCCI F, ARMANO M, AUDLEY H, et al. The LISA pathfinder mission[J]. Classical and quantum gravity, 2012, 29(12): 124014.
- [2] DEI TOS D A, RASOTTO M, RENK F, et al. LISA Pathfinder mission extension: a feasibility analysis[J]. Advances in space research, 2019, 63(12): 3863-3883.
- [3] BORTOLUZZI D, VIGNOTTO D, ZAMBOTTI A, et al. In-flight testing of the injection of the LISA pathfinder test mass into a geodesic[J]. Advances in space research, 2021, 67(1): 504-520.
- [4] 罗子人, 张敏, 靳刚, 等. 中国空间引力波探测“太极计划”及“太极1号”在轨测试[J]. 深空探测学报, 2020, 7(1): 3-10.
- [5] 罗俊, 艾凌皓, 艾艳丽, 等. 天琴计划简介[J]. 中山大学学报(自然科学版), 2021, 60(Z1): 1-19.
- [6] BABIN V, GOSSELIN C. Mechanisms for robotic grasping and manipulation[J]. Annual review of control, robotics, and autonomous systems, 2021, 4: 573-593.
- [7] 杨智勇, 谢迪, 王君, 等. 带传动式仿人机械手抓取规划及稳定性分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2021(2): 57-61.
- [8] DAI H, MAJUMDAR A, TEDRAKE R. Synthesis and optimization of force closure grasp via sequential semidefinite programming[J]. Robotics research: volume 1, 2018: 285-305.

机场跑道混凝土摊铺车辆环境感知与 轨迹规划系统设计

吴霄峰¹, 张逸飞¹, 宋雅楠², 卓海清², 熊树生^{1,△}

(1. 浙江大学, 浙江 杭州 310012; 2. 福州海卓马克机电设备有限公司, 福建 福州 310100)

摘要:在机场混凝土道面无人化施工的工程背景下,针对道面摊铺与后处理车辆所涉及关键技术进行研究,设计了一种基于多模态传感器的环境感知和轨迹规划系统。通过激光雷达和可见光相机,对采集到的混凝土道面边界信息进行处理和计算,最终规划出可引导摊铺机行驶的参考轨迹。环境感知模块采用了基于深度学习的图像检测技术和基于点云的特征提取手段,采用卡尔曼滤波算法进行多传感器数据融合;轨迹规划模块通过最小化冲击度的5次多项式差值法进行轨迹规划。实验结果表明,该系统能够实现对道面边界的准确提取,并规划出一条无碰撞且动力学可行的参考轨迹,能够满足车辆行驶与施工的需要,具有一定的应用价值与工程意义。

关键词:履带式车辆 环境感知 传感器融合 轨迹规划

中图分类号:U461.1

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0007-07

Design of environment perception and trajectory planning system for concrete paving vehicles on airport runways

WU Xiaofeng, ZHANG Yifei, SONG Yanan, ZHUO Haiqing, XIONG Shusheng

- [9] LIU Y, JIANG D, TAO B, et al. Grasping posture of humanoid manipulator based on target shape analysis and force closure[J]. Alexandria engineering journal, 2022, 61(5): 3959-3969.
- [10] LI G, XU P, QIAO S, et al. Stability analysis and optimal enveloping grasp planning of a deployable robotic hand[J]. Mechanism and machine theory, 2021, 158: 104241.
- [11] 邹俞, 晁建刚, 林万洪. 基于力封闭的虚拟手稳定夹持力生成方法[J]. 计算力学学报, 2019, 36(4): 548-554.
- [12] BISERNI M, CASELLI S, MALTECCA L, et al. Hydraulic actuator for the LISA pathfinder caging mechanism: technological challenges [C]//Proc 12th European Space Mechanism and Tribology Symposium. 2007.
- [13] SCHMID M, WERNLEIN G, KÖKER I. Alternative design approach for the LISA LTP locking assembly[C]//Proc 14th Eur Space Mech Tribol Symp. 2011:105-111.
- [14] ZAHND B, ZIMMERMANN M, SPÖRRI R. LISA-Pathfinder cage and vent mechanism—development and qualification[C]//Proceedings 15th European Space Mechanism and Tribology Symposium. 2013: 1-7.
- [15] 邹俞, 晁建刚, 林万洪. 航天员虚拟训练中运动物体抓持规则研究[J]. 航天医学与医学工程, 2019, 32(1): 48-55.
- [16] SINTOV A, SHAPIRO A. An analysis of grasp quality measures for the application of sheet metal parts grasping[J]. Autonomous robots, 2017, 41: 145-161.
- [17] 李华东. 惯性传感器测试质量锁紧释放机构设计与分析[D]. 北京: 中国科学院大学, 2020.
- 作者简介:**王和顺(1999-), 男, 硕士研究生, 研究方向为机械系统检测与精密仪器。
- 通讯作者:**纪玉杰(1970-), 男, 副教授, 硕士生导师, 博士, 研究方向为智能机器人与自动化装备、虚拟样机技术、机械动作可靠性。
- 收稿日期:**2023-11-27

Abstract: Under the context of unmanned construction of airport concrete pavements, this paper focuses on the key technologies involved in pavement paving and post-processing vehicles. A multi-modal sensor-based environment perception and trajectory planning system is designed. Through the laser radar and visible light camera, the collected boundary information of the concrete pavement is processed and computed, generating a reference trajectory for guiding the paving machine. The environment perception module adopts deep learning-based image detection technique and point cloud-based feature extraction technique, combining multiple sensor data through the Kalman filter algorithm. The trajectory planning module utilizes a 5th order polynomial interpolation method that minimizes the impact force to plan the trajectory. Experimental results demonstrate that the system can accurately extract the pavement boundary and generate a collision-free and dynamically feasible reference trajectory, which can meet the requirements of vehicle travel and construction application, and has certain application value and engineering significance.

Keywords: crawler vehicle, environment perception, sensor fusion, trajectory planning

0 引言

我国民用航空领域经过几十年的建设和发展已初具规模,机场数量与密度连年攀升。混凝土滑模摊铺技术目前已逐步应用于机场跑道、滑行道及停机坪等设施的建设中,因其可以在保证施工质量和效率的同时控制成本,从而在欧美国家得到了广泛应用^[1],如图1所示。



图1 滑模摊铺技术及其施工场景

目前国内机场跑道等设施的建设主要采用人工参与、小型机具配合的方式进行,施工质量不一,效率低下且人力成本过高。传统的混凝土摊铺机施工依赖人为布置的标线桩,作业准备时间长且未完全摆脱人工依赖。此外,随着我国机场建设标准的不断提高,普通摊铺机施工的表面质量无法满足施工规范要求,需要人工对其进行后处理,综合来看施工效率依然低下。

针对上述问题,亟需发展新的道面摊铺工艺与手段,实现机场混凝土道面的自动化施工。基于此,本研究开发了一套可自主感知施工环境,完成轨迹规划与控制,实现机场道面自动化施工作业的车辆,并为项目工程化落地奠定了基础。

1 环境感知系统设计

1.1 多源异构传感器布置与介绍

为了在发挥各类传感器自身优势的同时,弥补单一传感器面对特殊工况的不足,本文选用了激光雷达、可见光相机等传感器,通过多模态传感器数据融合算法,实现了高度集成的环境感知系统。具体而言,选用了型号为 MV-SUA630C-T 的工业相机,配有 6 mm 定焦镜头。此外,为了平衡检测效果与成本,采用了型号为 Livox Mid70 的旋镜式激光雷达。图2展示了所采用的传感器。

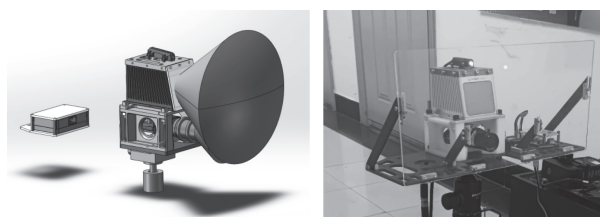


图2 传感器三维模型与实物图

环境感知系统安装于摊铺机机身,车辆坐标系、传感器坐标系以及世界坐标系的关系如图3所示。图中 x_w, y_w, z_w 分别为世界坐标系的三轴方向; x_v, y_v, z_v 为摊铺机车体坐标系,原点位于摊铺机几何中

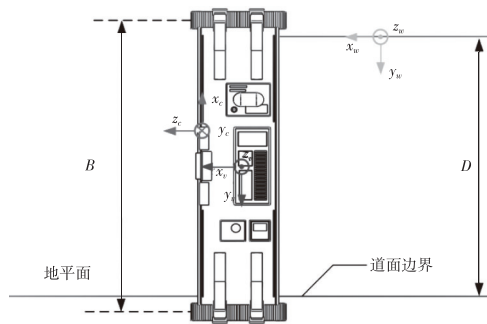


图3 传感器布局与坐标系建立

心; x_c, y_c, z_c 为相机坐标系。通过对各坐标系下传感器的联合标定,实现传感器坐标系的统一。

在时间同步方面,首先将各传感器的触发时钟源统一为同一时钟进行硬触发。同时,利用软件算法进行数据匹配,以雷达点云的时间戳为基准,寻找图像缓冲区中时间戳最为临近的一帧图像。时间同步前后的效果示意图如图4所示。

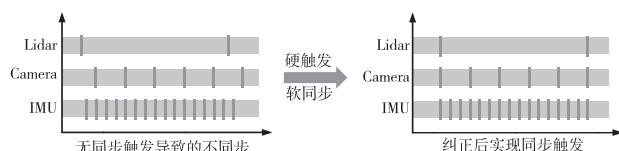


图4 不同的传感器数据采集异步及同步方法示意图

在空间同步方面,拍摄多张放置于不同位置的标定板并录制点云。通过图像和点云检测算法提取标定板角点,得到不同传感器坐标系下一组特征点的对应关系,构造方程组并进行优化求解,即可获得相机和激光雷达间的转换矩阵。

1.2 基于深度学习的道面边界检测

基于传统视觉的图像目标检测拥有较少的算力消耗,但其面对多变的场景环境和光照条件等客观因素的鲁棒性不好,因此随着神经网络的发展,基于深度学习的图像目标检测技术取得了长足的进步。考虑到道面边界检测任务与车道线检测任务有较多的相似之处,因此本文在 Ultra Fast LaneNet^[2]的基础上,提出了一种基于行锚框的两阶段检测算法。

该算法根据道面边界可能存在的区域选取合适的ROI,并将ROI区域分割为若干网格。随后按行进行遍历,寻找当前行中可能存在道面边界的网格,并将出现概率最高的网格作为本行的候选网格。随后对每个候选网格采用传统图像检测算法提取出精确坐标。最后对所有网格的结果采用RNASAC算法进行拟合,得到图像中的道面边界曲线。图5为该算法的示意图。

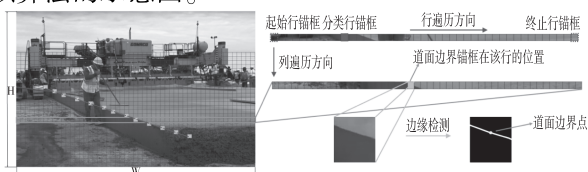


图5 基于行锚框的道面边界检测算法示意图

在网络结构方面,采用了主副两个分支。主分支用于特征提取,并使用深度残差网络 ResNet 作为 Backbone。损失函数采用了交叉熵损失函数。而副分支则作为图像分割网络,用于提升训练阶段的效果。需要注意的是,在网络推理时,副分支将被隐藏,以提高网络在实际运行时的实时性。网络结构如图6所示。

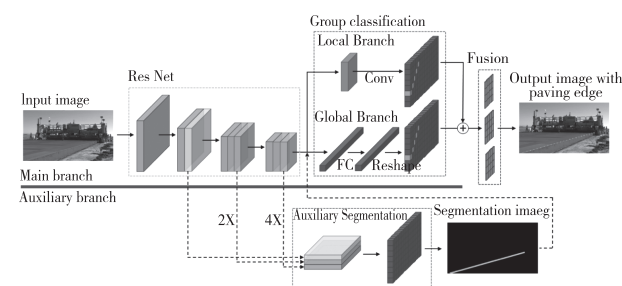


图6 基于行锚框的道面边界检测算法网络结构示意图

该算法将输入尺寸为 $H \times W$ 的图像分割为行高 h 和列宽 w 组成的网格进行数据降维,对比图像分割算法发现,分割算法的计算量为 $H \times W \times (C + 1)$,而本文的计算量仅为 $C \times h \times (w + 1)$ 。且由于网格的尺寸远小于输入图片的尺寸,即 $w \ll W, h \ll H$,因此第一阶段的计算耗时有显著的下降。

基于上述网络所获得的道面边界位置较为模糊,无法满足实际检测精度的要求,因此有必要对第一阶段的输出结果进行二次处理。首先利用Canny边缘检测算法提取出含有道面边界特征的像素点,随后采用霍夫变换提取道面边界线段。最后选取最靠近锚框中线部分的像素点,作为当前行锚框图片中道面边界的精确位置,并与其他各行的结果一并通过RANSAC算法进行道面边界曲线拟合,从而解决了道面边界精确识别的问题。该阶段的详细流程如图7所示。



(a) 行锚框原图像 (b) 边缘提取结果 (c) 道面边界及特征点

图7 道面边界位置精确提取示意图

1.3 基于激光雷达点云的道面边界检测

由于点云分布不均且包含了冗余点云和噪声。

为此有必要对其进行预处理,在降噪的同时减少算力消耗。首先采用区域增长法对离群点进行剔除,接着采用体素滤波算法进行二次处理。图8展示了点云预处理结果。

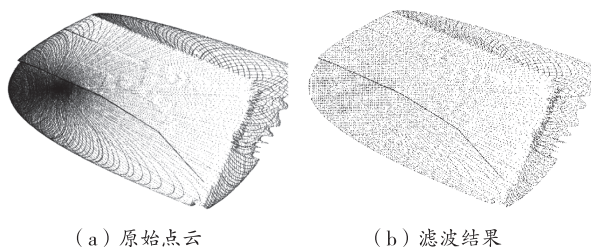


图8 点云预处理结果

为获得混凝土道面侧边和上表面的分界线,需要对地平面和混凝土表面进行滤除,RANSCA算法是一种常见的点云平面提取算法^[3],但提取效果与种子点选取的随机性有较大相干性^[4]。为此,本文提出了一种优化算法,具体步骤如下:

Step1:将激光雷达坐标系下的点云转换至大地坐标系,并设置高度阈值对原始点云 P 进行直通滤波,即寻找离地一定高度范围内的点云作为种子点集 P' 。

Step2:假定待拟合的平面方程为: $z = Ax + By + Cz$,随机选取 P' 内的三点确定空间平面 S 的表达式,求解线性方程组即可得到平面的参数 A 、 B 、 C 。

Step3:遍历除种子点外的所有点,按照如下公式计算点到平面的距离并求和,作为该平面的投票得分。

$$d = \frac{|Ax_i + By_i + Cz_i - z_i|}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}} \leq \varepsilon \quad (1)$$

Step4:重复上述步骤 K 次,或直到拟合平面临近区域内的点数量超过阈值。对所有结果排序,并选出得分最高和次高的平面 S_{r1} 和 S_{r2} 作为提取的平面结果。

接着将滤除平面后的点集投影至 XoY 平面内并剔除离群点,采用RANSAC拟合算法对二维点集进行拟合,即可获得代表道面边界的曲线表达式。图9为两种拟合算法的对比结果。可以看到,基于RANSAC的拟合算法在包含异常点时,相较于最小二乘拟合算法,可以更为精确地拟合出实际轨迹。

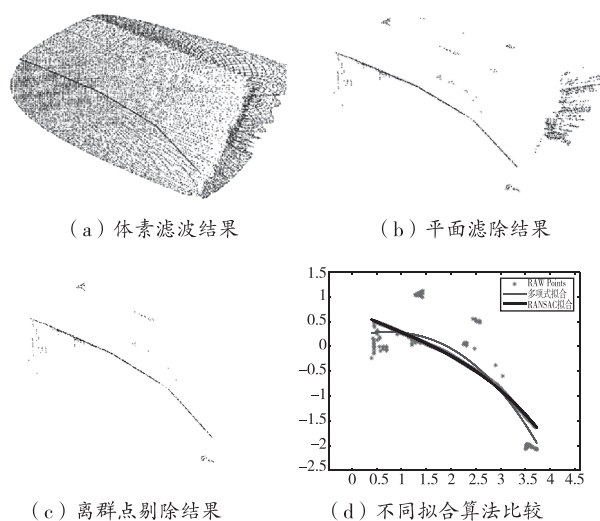


图9 点云道面边界检测结果

1.4 多传感器数据融合与参考路径提取

为了将来自激光雷达和相机的不同轨迹表达式进行融合,以获得道面边界轨迹方程,需要引入数据融合算法。假定激光雷达检测到的道面边界点集合 $E_l = \{(x_{li}, y_{li}) \mid i \in [1, N_l]\}$,可见光相机检测出的道面边界点集合 $E_c = \{(x_{ci}, y_{ci}) \mid i \in [1, N_c]\}$,利用三次多项式来描述道面边界的曲线方程。

分别对 E_l 和 E_c 进行多项式拟合,可以得到两组不同的系数。根据卡尔曼滤波器的原理,可以将两组系数看作两个不同的观测,并对其进行融合,同时更新一组模型参数,从而得到更准确的状态估计值。卡尔曼滤波器的状态方程如下:

$$X_t = AX_{t-1} + BU_{t-1} + w_t \quad (2)$$

式中, A 为系统状态转移矩阵, X_t 代表状态量, B 为控制输入矩阵, U_{t-1} 为控制量, w_t 为系统噪声。系统观测方程可以表示为:

$$Z_t = HX_t + v_t \quad (3)$$

式中, Z_t 为系统观测量, H 为系统状态量的雅克比矩阵, v_t 为观测噪声。假设 w_t 和 v_t 互相独立且均服从正态高斯分布,其协方差矩阵分别为 Q_t 和 R_t ,定义 P_t 表示系统预测协方差矩阵,那么可以获得系统状态和协方差更新方程如下:

$$\hat{X}_t^- = A\hat{X}_{t-1} + BU_{t-1} \quad (4)$$

$$P_t^- = AP_{t-1} - A^T + Q \quad (5)$$

同样的,得到卡尔曼增益 K_t 的计算方程,并根

据计算出的卡尔曼增益,得到当前时刻的最优估计值 $\hat{X}_t$,以及系统协方差更新方程如下:

$$K_t = P_t^- H^T (H P_t^- H^T + R)^{-1} \quad (6)$$

$$\hat{X}_t = \hat{X}_t^- + K_t (Z_t - H \hat{X}_t^-) \quad (7)$$

$$P_t = (I - K_t H) P_t^- \quad (8)$$

在预测阶段,首先根据上一时刻的状态量、协方差矩阵、状态转移矩阵和过程噪声协方差矩阵,对状态向量和协方差矩阵进行预测。在更新阶段,根据当前时刻的观测值和观测矩阵,计算卡尔曼增益、更新状态向量估计值和协方差估计值。根据预测和更新公式进行迭代,持续优化直至滤波器收敛。经过多次迭代之后,状态量将成为道面边界曲线轨迹方程系数的最优估计值。

2 轨迹规划模块设计

2.1 布放轨迹规划

摊铺机在前往施工初始位置时,需要由人工控制进行转场,这一过程被称为布放,如图 10 所示。采用人工控制的方式无法实现摊铺机与初始施工位置的精确重合,影响摊铺精度。因此,有必要开发一种自动化的系统,实现自动布放。

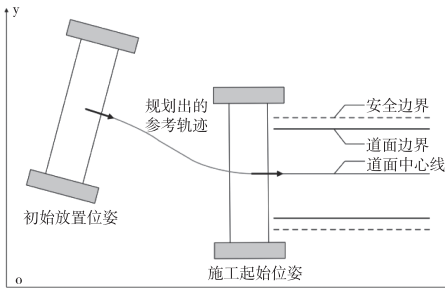


图 10 布放示意图

考虑到摊铺机初始位置和姿态与目标位姿间的偏差较小,布放轨迹规划问题可以等效为:已知轨迹起点 $P_s(p_s, v_s, \phi_s)$ 与轨迹终点 $P_e(p_e, v_e, \phi_e)$ 的位置、速度、航向角的条件下,寻找一条平滑曲线的问题。为了减少速度、加速度突变对摊铺机行走机构带来的交变载荷与冲击载荷,选用轨迹曲率、速度和加速度变化平滑的 5 次多项式作为轨迹曲线模型。以起点的位置、速度和加速度边界条件为例,可以构造出如下 3 个方程

$$\begin{cases} f(t_0) = a_0 + a_1 t_0 + a_2 t_0^2 + \dots + a_5 t_0^5 \\ f'(t_0) = a_1 + 2a_2 t_0 + 3a_3 t_0^2 + 4a_4 t_0^3 + 5a_5 t_0^4 \\ f''(t_0) = 2a_2 + 6a_3 t_0 + 12a_4 t_0^2 + 20a_5 t_0^3 \end{cases} \quad (9)$$

利用终点约束条件可再构造 3 个方程,求解这一线性方程组,即可得到多项式轨迹的 6 个系数,从而规划出一条连续且平滑的布放轨迹。

2.2 行驶轨迹规划

行驶轨迹规划问题可以简化为寻找一条平滑曲线,以尽可能与给定航路点重合,并满足起点和终点位姿的边界约束。为了避免高阶多项式拟合带来的龙格现象,采用样条差值法进行轨迹规划,将轨迹分为 k 段,对每段路径进行多项式轨迹规划,如图 11 所示。

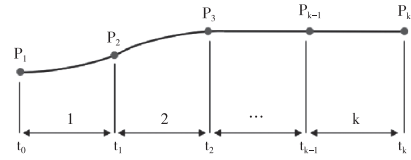


图 11 样条曲线差值法示意图

构造目标函数为最小化冲击度 (jerk), 设摊铺机的轨迹为 $s=f(t)$, 那么轨迹规划问题可以转化为在 $[0, T]$ 时域内, 寻找一条使得冲击度最小的多项式轨迹 $f(t)$ 的问题。经过航路点且满足连续性约束的理想轨迹有无数条, 为了在保证轨迹平滑性和无碰撞的条件下实现最优冲击度, 可以将寻找可行轨迹的问题转化为带约束条件的最优化问题:

$$\begin{cases} \min_{p, \delta t} J(\delta t) = p^T Q p \\ \text{s. t.} & A_{eq} p = b_{eq} \\ & A_{ineq} p \leq b_{ineq} \end{cases} \quad (10)$$

构建目标函数 $J(\delta t)$ 如下:

$$\begin{aligned} J(\delta t) &= \min \sum_{i=1}^k \int_{T_{i-1}}^{T_i} (f^{(3)}(t))^2 dt = \min \sum_{i=1}^k p^T Q_i p \\ &= \min p^T Q p \end{aligned} \quad (11)$$

由于优化目标是二次型, 可以将其转换为标准二次规划问题求解。该问题还涉及到两种等式约束。其一是边界条件约束, 它限制了轨迹起点和终点的状态。另一种是连续性约束, 意味着在相邻两段轨迹的角点位置、两段轨迹的位置、速度以及加速度需要连续。对于边界条件约束的表达式分别如下:

$$\begin{cases} p_0 = [1, t_0, t_0^2, \dots, t_0^n, \underbrace{0 \cdots 0}_{(k-1)(n+1)}]_p \\ v_0 = [0, 1, 2t_0, \dots, nt_0^{n-1}, \underbrace{0 \cdots 0}_{(k-1)(n+1)}]_p \\ a_0 = [0, 0, 2, \dots, n(n-1)t_0^{n-2}, \underbrace{0 \cdots 0}_{(k-1)(n+1)}]_p \end{cases} \quad (12)$$

连续性约束需要满足:

$$\begin{cases} f_i(T_i) = f_{i+1}(T_i) \\ f_i^{(1)}(T_i) = f_{i+1}^{(1)}(T_i) \\ f_i^{(2)}(T_i) = f_{i+1}^{(2)}(T_i) \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, k-1 \quad (13)$$

通过求解这个包含 $4k+2$ 个约束条件的二次规划问题,可以获得经过航路点且冲击度最小的连续平滑轨迹。

3 试验验证

3.1 道面边界检测效果

网络训练数据集涵盖了直线行驶、曲线行驶、不良光照、扬尘等各类施工场景下的 3066 张数据集,并选取其中 2452 张用于训练集,614 张作为验证集。为避免陷入局部最优,采用含有动量的随机梯度下降方法进行。此外,还使用了可变的学习率,以帮助模型在训练的早期阶段加快收敛速度,在后期提高稳定性。图 12 展示了以 16batch size 训练 4480 个 epoch 的过程中,损失函数的变化情况。

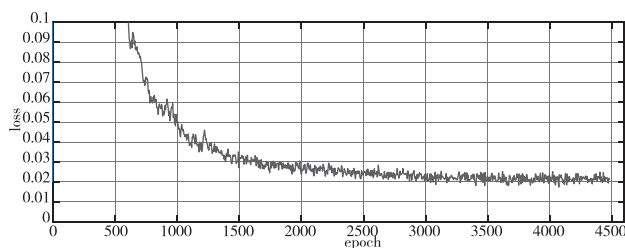


图 12 损失函数曲线

图 13 展示了部分代表性工况下的道面边界检测结果。对比深度分割检测算法,采用逐像素按通道维度检测的方案,本文提出的算法基于行方向上网格化后的水平锚框进行道面边界区域初步筛选,通过数据降维的手段,在降低运算量的同时,扩展了感兴趣锚框的感受视野大小,使得检测效果和鲁棒性有了一定程度的提升。此外,对于每个行锚框,采

用传统图像检测的方式,可以更为精确地检测出道面边界的实际位置,为摊铺机的参考轨迹精确提取提供了保障。



图 13 部分工况下的道面边界检测结果

3.2 布放轨迹规划模块仿真

为验证布放轨迹规划算法的有效性,在 Matlab 中搭建仿真环境模拟摊铺布放轨迹规划的过程。坐标系原点位于铺筑体起点几何中心位置,正方向为道面切线方向。摊铺机初始坐标位于 $[-15, -2.25]$ 处,起点与终点速度均为 0.5 m/s ,安全边界距离 0.2 m 。设置仿真时间 25 s ,步长 50 ms ,所规划出的轨迹如图 14 所示,图中绿色部分为履带内侧扫过区域,可以看到其在安全边界(图中红色实线)外,且不与待施工道面区域(图中灰色部分)发生碰撞。且轨迹、速度、加速度与冲击度均连续,且在容许范围内,满足实际施工要求。

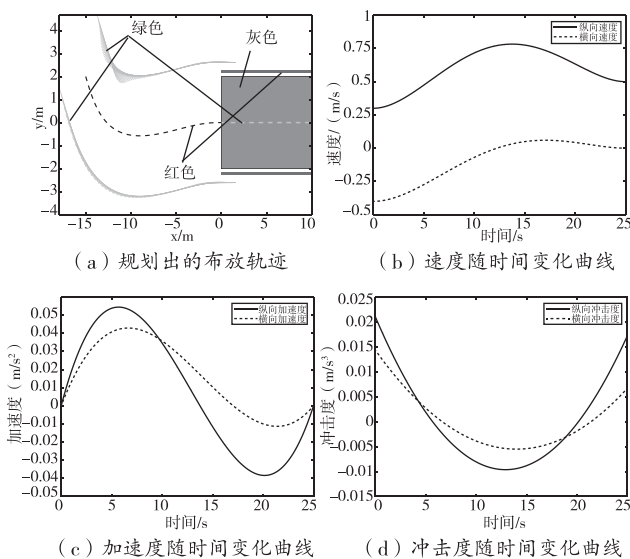


图 14 摊铺机布放工况规划轨迹

3.3 行驶轨迹规划模块仿真

为了验证行驶过程中轨迹规划算法的有效性,针对高速大曲率工况进行轨迹规划仿真验证。设定摊铺机初始位置于坐标原点,初始航向角 7.5° ,初始与终止速度均为 1 m/s 。设置仿真时间 20 s ,步长 50 ms ,所规划出的轨迹如图15所示。轨迹与道面真实中心的最大横向偏差为 24.53 mm ;加速度连续且平滑,最大加速度为 0.19 m/s^2 ,满足加速度约束条件;冲击度连续,最大冲击度 0.59 m/s^3 小于安全阈值;轨迹最大曲率为 0.19 m^{-1} ,对应最小转向半径为 5.26 m ,可见该轨迹在满足安全约束的同时,加速度、冲击度与曲率均在容许范围内,满足施工要求。

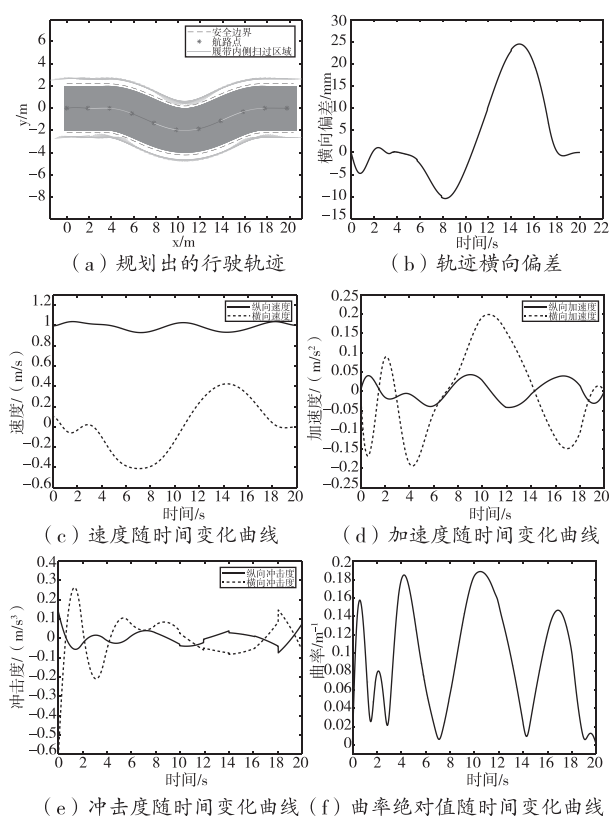


图15 高速大曲率工况下摊铺机行驶规划轨迹

4 结束语

本文针对机场混凝土跑道的自动化施工问题进

行研究,分别就环境感知系统和轨迹规划系统进行了设计。在环境感知方面,提出了一种基于激光雷达和可见光相机的道面边界检测和数据融合方案,实现了高效而精确的道面边界检测。在轨迹规划方面,针对布料轨迹规划和行驶轨迹规划工况,提出了基于最小化冲击度的多项式轨迹规划方法,可以生成并优化布料轨迹,确保摊铺机的安全行驶和施工质量。仿真与实验结果表明:系统能够在复杂多变的施工环境中准确检测出道面边界;轨迹规划算法在不同工况下具有较好的泛化性,各项指标均满足实际施工需要。对提升机场混凝土摊铺施工效率具有现实意义。

参考文献

- [1] 宋端英. 滑模摊铺机在机场场道及站坪工程中的应用实践[J]. 中国设备工程, 2020(4): 211-212.
- [2] QIN Z, WANG H, LI X. Ultra fast structure-aware deep lane detection [C]//Computer Vision-ECCV 2020 Proceedings. Springer International Publishing, 2020: 276-291.
- [3] MARKOVIC V, JAKOVLJEVIC Z, BUDAK I. Automatic recognition of cylinders and planes from unstructured point clouds[J]. The visual computer, 2021: 1-24.
- [4] FOTSING C, MENADJOU N, BOBDA C. Iterative closest point for accurate plane detection in unorganized point clouds [J]. Automation in construction, 2021, 125: 103610.

作者简介: 吴霄峰(1998-), 男, 江苏苏州人, 硕士研究生, 研究方向为: 汽车工程及其智能化。

通讯作者: 熊树生(1971-), 男, 福建周宁县人, 工学博士, 研究员, 博士生导师, 研究方向为: 机器人及物联网相关研发、清洁能源与新能源车船优化设计及控制、新能源汽车热管理系统、生物质的资源化利用。

收稿日期: 2023-11-13

大口径天线 3-RPS 驱动机构结构优化设计与分析

吴 凯,郑 飞,梅贵凤

(西安电子科技大学 机电工程学院,陕西 西安 710000)

摘 要:采用并联机构替换现有的方位-俯仰式串联机构作为反射面天线的驱动机构可以满足其位姿调整的功能,并有效改善反射面天线整体结构的轻量化效果。目前少有将并联机构应用于大口径天线的分析与实际工程应用案例,故需要对承受较大载荷的并联机构展开力学分析并对其结构进行优化,从而使其满足承载与运动精度的要求。针对 3-RPS 并联机构承受较大载荷时支链的结构方案展开优化设计并进行有限元仿真分析。首先,对 3-RPS 并联机构展开静力学分析,得到在动平台承受一定载荷的情况下机构各个支链的受力特性;其次,在给定机构基本尺寸参数及活动范围要求下,对 3-RPS 并联机构支链的结构方案进行设计,针对并联机构支链弯曲变形较为严重的情况提出了并联液压缸的结构方案;最后,对并联液压缸结构方案进行了优化以及稳定性分析。结果表明,优化后的并联液压缸方案各项性能指标均优于原有方案,且满足稳定性安全性要求,为实际的工程应用提供参考。

关键词:3-RPS 并联机构 多级液压缸 有限元分析 优化设计

中图分类号:TH122

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0014-07

Structure optimization design and analysis of the 3-RPS driving mechanism for large antennas

WU Kai,ZHENG Fei,MEI Guifeng

Abstract:Replacing the azimuth-pitch serial mechanism with a parallel mechanism as the driving mechanism for the reflector antenna can satisfy its pose adjustment requirements and achieve lightweight design of the overall structure. At present, there are few research and engineering practice of applying parallel mechanism to large antennas. Therefore, it is necessary to conduct mechanical analysis and structure optimization of the parallel mechanism that bears large loads to satisfy the requirements of load-bearing and motion accuracy. Optimization design and finite element analysis are carried out for the structural scheme of the branch chain of the 3-RPS parallel mechanism under large loads. Firstly, static analysis is conducted on the 3-RPS parallel mechanism to obtain the force characteristics of each branch chain of the mechanism under a certain load on the moving platform. Secondly, given the basic size parameters and activity range requirements of the mechanism, the structural scheme of the 3-RPS parallel mechanism branch chain is designed. A parallel hydrocylinder scheme is proposed to address the severe bending of the branch chain of the parallel mechanism. Finally, the structural scheme of the parallel hydrocylinder is optimized, and its stability is analyzed. The results show that the optimized parallel hydrocylinder scheme has better performance than the original scheme and satisfies the stability and safety requirements. This study has provided reference for practical engineering application.

Keywords:3-RPS parallel mechanism, multistage hydrocylinder, finite element analysis, optimization design

0 引言

随着我国航天事业的发展,我们探索宇宙的脚步正在进一步走向遥远而未知的深空,反射面天线作为射电天文领域的重要工具,正朝着更大口径、更高增益的方向发展,来满足我们国家对深空探测的

需要。目前,国内外的大口径射电望远镜有德国 Effelsberg Radio Telescope 100 米口径射电望远镜、美国 Green Bank Telescope 110 米口径射电望远镜、FAST 500 米口径射电望远镜和即将在中国新疆建成的 QTT 110 米口径射电望远镜等。

现有的大口径反射面天线的驱动机构多为方位

-俯仰式或 X-Y 轴式串联机构,其结构较为复杂、机构整体自重较大且存在过顶跟踪盲区等问题。为解决传统的串联型驱动机构存在的问题,越来越多的国内外学者开始研究并联机构作为其驱动机构的可行性。汪辉^[1]设计了一种基于 2-RPU/UPR 机构作为天线驱动机构并对其运动性能、工作空间和动力学性能进行了分析。许允斗^[2]设计了基于 2-RPU-UPR 的雷达天线驱动机构,并论证了方案设计的可行性。侯雨雷^[3]设计并分析了基于 3-RSR 并联机构的车载天线驱动机构。段艳宾^[4]介绍了 Stewart 并联机构在雷达天线副面系统中的应用。关贵注^[5]设计了一种六自由度自跟踪天线座架并通过实验论证了机构的运动性能。

并联机构具有结构较为简单、累计误差小、运动精度高等特点,且可以较好地解决串联式天线驱动机构存在的过顶盲区等问题。而 3-RPS 机构作为一种典型的少自由度并联机构,其可以实现绕 X、Y 轴转动以及 Z 轴平移运动,可以很好地满足大口径反射面天线的位姿调整运动要求。本文以大型反射面天线为应用背景,分析了在主、副反射面自重载荷作用下 3-RPS 并联机构支链的应力应变状况;提出一种应用于 3-RPS 机构的并联液压缸的结构方案,该方案可以有效地改善并联机构支链在承受较大外部载荷时变形严重的情况;最后对该结构方案进行了结构尺寸优化及仿真。

1 3-RPS 并联机构支链受力特性分析

1.1 3-RPS 并联机构力学分析

如图 1 所示为 3-RPS 并联机构结构简图。 $O_A - X_A Y_A Z_A$ 为位于机构定平台中心点的定坐标系; $O_B - X_B Y_B Z_B$ 为位于机构动平台中心点的动坐标系;当给定动平台位姿的情况下,并联机构的三条支链长度可以确定,此时该机构为一个稳定结构,在已知动平台所受的力和力矩时,可以求出

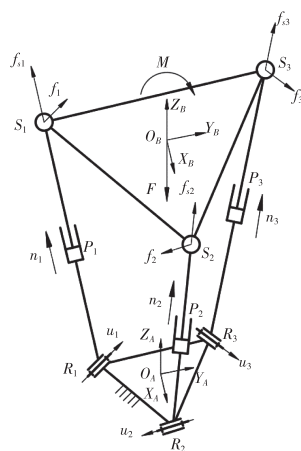


图 1 3-RPS 并联机构简图

并联机构各个支链上所受的力。

首先建立并联机构动平台力和力矩的平衡方程:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^3 (n_i f_i + u_i f_{si}) + F = 0 \\ \sum_{i=1}^3 (r_{si} n_i f_i + r_{si} u_i f_{si}) + M = 0 \end{cases} \quad (1)$$

f_i 为支链所受的轴向力;

f_{si} 为支链所受的沿转动副方向的约束力;

n_i 为沿支链方向的单位向量;

u_i 为沿转动副轴线方向的单位向量;

r_{si} 为球铰中心点与动平台中心点所组成的向量;

F 、 M 为作用在动平台上外力矢量及外力矩。

将平衡方程转化为矩阵形式可得:

$$[-F, -M]^T = G \times [f, f_s]^T \quad (2)$$

其中, G 为动平台与支链间的静力雅可比矩阵:

$$G = \begin{bmatrix} n_1 & n_2 & n_3 & u_1 & u_2 & u_3 \\ r_{s1} \times n_1 & r_{s2} \times n_2 & r_{s3} \times n_3 & r_{s1} \times u_1 & r_{s2} \times u_2 & r_{s3} \times u_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

由于 $G \in R^{6 \times 6}$ 方阵,如果该矩阵非奇异,则可得其逆矩阵 G^{-1} ,同时可得

$$[f, f_s]^T = G^{-1} \times [-F, -M]^T \quad (4)$$

则该并联机构的三条支链所受的驱动力以及约束力便可以求出。

1.2 各支链所受最大力及其位姿计算

利用 3-RPS 机构静力分析可以计算并联机构在工作空间内各支链所受的轴向力以及结构约束力变化情况。机构末端负载为反射面天线主副面的自重载荷,本文对以 120 m 口径反射面天线为研究对象,反射体总重约在 1000 吨左右,3-RPS 机构的基本尺寸为:定平台半径约为 9 m;动平台半径约为 18 m;动定平台中心距约为 36 m。将载荷转化为作用在机构末端的力与力矩后进行力学分析。设置搜索范围为并联机构预期的运动范围,即方位角 $0^\circ \sim 360^\circ$ 变化;俯仰角 $0^\circ \sim 45^\circ$ 变化,得到各支链的力变化曲线如图 2 所示。

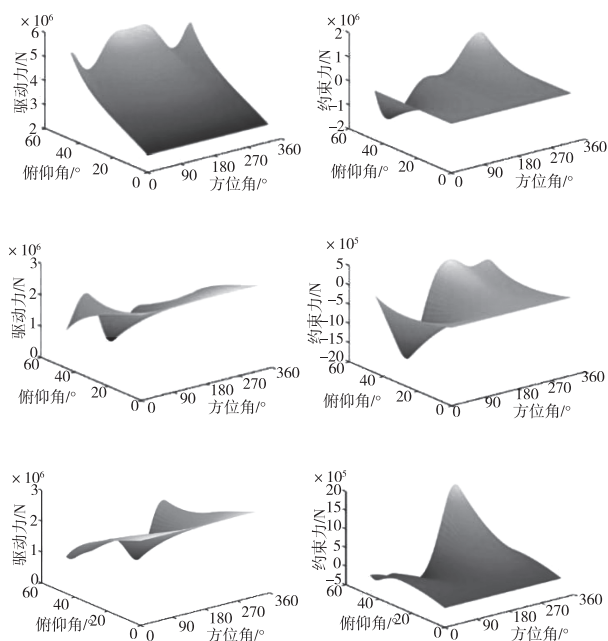


图2 各支链工作空间内受力变化图

根据以上计算结果可以得到3-RPS机构在承载反射面天线自重载荷作用下工作空间内支链受力最大数值及其对应动平台的位姿,最大轴向力为 6.07262×10^6 N;最大结构约束力为 1.9061×10^6 N;后续可展开对3-RPS机构支链在极限受力状态下的静力学分析。

2 3-RPS机构支链结构设计与分析

2.1 3-RPS机构支链液压缸结构设计与分析

对于一般的低负载且结构空间尺寸较小的并联机构,多采用电机驱动的电动推杆作为其直线驱动机构;而对于应用场景为大负载且需要较大行程时,如百米口径的大型反射面天线,其反射体自重近千吨以上,采用液压驱动的液压缸作为其直线运动机构,可以更好地满足其使用要求^[6]。液压缸按活塞运动方式可分为直线运动式和回转摆动式;按受力情况可分为单作用式(活塞仅能单向运动,其反方向运动需由外力来完成)和双作用式(两端进出油口都可通压力油或回油,以实现双向运动);按结构形式可分为柱塞式、伸缩式和摆动式。

为满足大型反射面天线的承载与位姿调整的要求,要求3-RPS机构支链具有较大行程,故本文设计的3-RPS机构支链选择多级伸缩式液压油缸。

参考缸筒进出油式多级伸缩液压缸结构^[7],设计了如图4所示的两级伸缩液压油缸,一级缸筒直径2 m,长度25 m,一级伸缩行程为14.5 m,二级伸缩行程为14 m,可满足大口径天线位姿调整的要求。

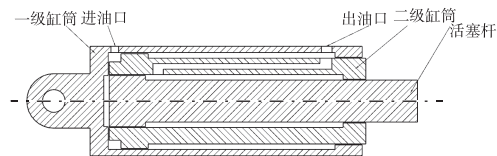


图3 多级伸缩油缸结构形式

利用3-RPS机构受力分析,得到支链所受的最大轴向力的结果,可展开对液压缸在极限状态下的强度分析。根据已知的最大轴向力以及油缸内活塞的面积可得到液压油缸内油压的最大工作压力,将1.5倍的工作压力施加在液压缸无杆腔内壁,模拟油压对缸筒的作用^[8];液压缸两端施加固定约束,各级油缸之间采用摩擦接触,摩擦系数为0.1,进行网格划分后求解,得到液压缸各级缸筒的等效应力云图,如图4所示。

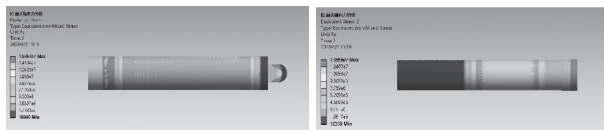


图4 各级缸筒应力云图

由图可知,一级缸筒最大应力为15.967 MPa;二级缸筒最大应力为13.956 MPa;应力最大值均位于缸筒内壁,且数值远小于材料的屈服极限^[9],说明该结构方案在受到最大轴向力时不会发生破坏且仍具有较好的安全裕度,可以满足正常使用要求。

2.2 3-RPS机构支链并联双液压缸结构方案

通过3-RPS机构静力学分析可知,在动平台承受一定载荷时,该机构支链末端受两个方向的力:即沿支链轴线方向的轴向压力以及沿底部转动副轴线方向的约束力。本文所研究的3-RPS并联机构主要应用于大天线领域,由于机构整体尺寸较大,机构支链的长度较长,支链末端受到数值较小的约束力也会造成较为严重的弯曲变形,导致3-RPS机构末端运动精度降低,从而对天线的指向精度造成较为严重的影响。

由材料力学中弯曲应力的相关知识可知,弯曲

梁的截面所受的弯曲正应力存在如下特点:截面中性轴上的点所受的弯曲正应力为0;除中性轴外截面其他点处的正应力与该点到中性轴的距离成正比^[10]。弯曲梁截面受力图如图5所示。工字梁或T形梁利用了弯曲梁截面应力分布的特点,将更多的受力面积分摊到应力较为集中的区域,使得其可以更好地抵抗弯曲变形的影响。

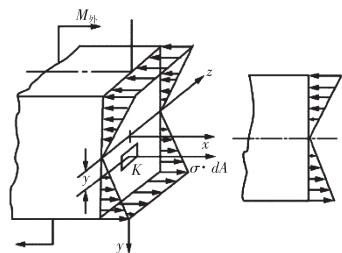


图5 弯曲梁截面应力分布示意图

由此我们可以对3-RPS机构支链的截面形状进行优化,从而提高其抗弯能力。由于3-RPS机构支链液压缸缸体截面形状大多为圆型,若将液压缸截面设计为其他形状,会带来其他一系列工程技术难题,故可以采用并联双液压缸的方案来提高支链抗弯性能。将液压缸沿转动副轴线方向布置,即支链所受约束力的方向,尽量将更多的截面积分布在弯曲应力更大的区域来提高其整体的抗弯刚度,截面布局如图6所示。

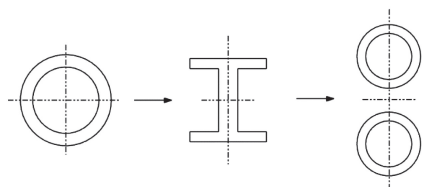


图6 并联双液压缸布局示意图

2.3 并联双液压缸抗弯强度分析

建立两种方案的液压缸简化模型并进行有限元分析来验证上述方案的可行性。模型采用阶梯状空心杆模型模拟多级液压油缸的伸长状态,采用等截面设计,即两种方案对应各级液压缸横截面积相等,并联双液压缸每级液压缸末端用板状连接固定,从而提高结构整体的抗弯强度,两杆轴线距离为0.5 m。将模型导入ANSYS中进行静力分析,模型一面固定约束,一面施加径向载荷,求解后得到其应

变云图,如图7所示。

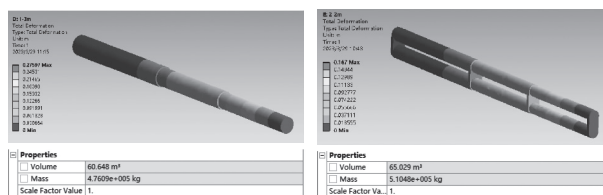


图7 两种方案应变云图及模型参数对比

由图可知,在两种方案均采用相同的约束、施加相同载荷时,单杆液压缸方案的整体弯曲变形为0.27597 m,并联双液压缸方案的弯曲变形为0.167 m,相较单杆液压缸方案变形量下降39.48%,两液压缸间距0.5 m,双杆并联液压缸重量相较于单杆液压缸重量仅增加7.22%。

将并联双液压缸方案的两杆之间的间距增加到1 m时,并联双液压缸方案的整体弯曲变形进一步下降至0.13701 m,相较于单液压缸变形量下降50.35%;重量仅增加10.27%。因此,并联双液压缸的方案可以缓解3-RPS机构支链弯曲变形严重的情况。

3 3-RPS 并联机构支链结构优化设计

由于上述方案验证阶段建立模型的尺寸并非最优的结构尺寸,所以我们仍需要对其进行优化,寻找两种方案在相同载荷下的最优结构尺寸。本文利用ISIGHT联合SOLIDWORKS以及ANSYS Workbench进行优化分析,采用NSGA-II多目标遗传算法来寻找两种结构方案在给定约束下的最优结构尺寸。

3.1 液压缸尺寸参数化建模

首先建立液压缸简化模型,采用多级阶梯状空心杆模拟多级液压缸结构。建模时建立模型各个特征之间的关联,为后续的结构优化仿真建立基础。通过参数化定义油缸模型各级之间的尺寸关联,实现模型各特征之间的关联随动。

设计变量: $D_{缸筒外径}$ 、 $D_{缸筒内径}$ 、 $b_{缸筒壁厚}$ 。

关系式:

$$D_{缸筒内径} = D_{缸筒外径} - 2b_{缸筒壁厚}$$

$$D_{一级缸筒外径} = D_{缸筒内径}$$

$$D_{一级缸筒内径} = D_{一级缸筒外径} - 2b_{一级缸筒壁厚}$$

$$D_{二级缸筒外径} = D_{一级缸筒内径}$$

$$D_{\text{二级缸筒内径}} = D_{\text{二级缸筒外径}} - 2b_{\text{二级缸筒壁厚}}$$

3.2 目标函数设计

ISIGHT 内部目标函数为所有目标参数的加权平均值,即

$$Objective = \sum \frac{\omega_i x_i}{SF_i} \quad (5)$$

其中, x_i 为优化的目标变量; ω_i 为权重系数; SF_i 为比例因子。

液压缸结构优化目标:最小化油缸的最大变形 $\varepsilon_{\max}$ 和重量(模型体积 V)。

对于一组液压缸的方案:

$$1 \text{ m} \leq D_{\text{缸筒外径}} \leq 3 \text{ m}$$

$$0.05 \text{ m} \leq b_{\text{各级缸筒壁厚}} \leq 0.15 \text{ m}$$

对于两组液压缸并联时的方案:

$$1 \text{ m} \leq D_{\text{缸筒外径}} \leq 2 \text{ m}$$

$$0.05 \text{ m} \leq b_{\text{各级缸筒壁厚}} \leq 0.15 \text{ m}$$

3.3 优化流程建立

在循环流程中加入 SOLIDWORKS 和 ANSYS Workbench 模组,将建立的模型以及静力分析导入各自模组中;选取模型中的设计变量 $D_{\text{缸筒外径}}$ 、 $b_{\text{缸筒壁厚}}$ 、 $b_{\text{一级缸筒壁厚}}$ 、 $b_{\text{二级缸筒壁厚}}$ 作为输入参数;选取模型体积 V 以及静力分析中的最大应变 $\varepsilon_{\max}$ 作为输出参数;优化过程中设置 SOLIDWORKS 模型参数修改后自动导出模型文件并导入 ANSYS Workbench 中,至此建立起完整的数据循环。

3.4 优化结果

优化后得到两种方案对应的最优结构尺寸参数,如表 2 所示。由结果可知,并联双液压缸的方案无论是在最大应变以及模型整体重量上都要优于单杆的方案,既减小了结构整体变形,又实现了结构整体的轻量化,从而验证了该方案的优越性。

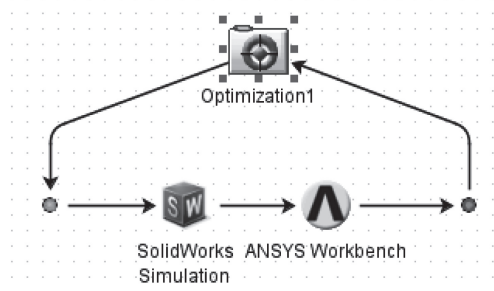


图 8 ISIGHT 循环流程图

表 1 两种方案优化前参数

方案类型	$D_{\text{缸筒外径}}$ /m	$D_{\text{一级缸筒外径}}$ /m	$D_{\text{二级缸筒外径}}$ /m	$\varepsilon_{\max}$ /m	V/m^3
单组液压缸	2	1.8	1.6	0.59495	31.9499
两组液压缸	2	1.8	1.6	0.06785	67.7307

表 2 两种方案优化后参数

方案类型	$D_{\text{缸筒外径}}$ /m	$D_{\text{一级缸筒外径}}$ /m	$D_{\text{二级缸筒外径}}$ /m	$\varepsilon_{\max}/\text{m}$	V/m^3
单组液压缸	2.94652	2.71796	2.55702	0.1583	46.9955
两组液压缸	1.82667	1.65975	1.55321	0.1107	44.9412

4 结构有限元屈曲分析

4.1 有限元线性屈曲分析概述

有限元屈曲分析常用的分析模式包含线性屈曲分析(特征值屈曲分析)和非线性屈曲分析,两种分析模式具有不同的特点和结果。线性屈曲分析适用于在工程设计阶段对结构进行分析,所以目前被广泛应用^[11];由于目前提出的结构方案仍处于方案设计阶段,本文采用线性屈曲分析对 3-RPS 机构支链在承受最大轴向力时的稳定性进行分析。

4.2 有限元线性屈曲分析流程

有限元屈曲分析可分为下列几步,即设置预应力选项进行静力学分析、计算屈曲特征值以及计算特征向量,具体如下:

(1)建立模型,模型尺寸按照优化后的最优结构参数建立相应的模型;

(2)划分网格并施加载荷和约束后,进行静力学分析。预加载荷值为并联机构受自重载荷时支链在工作空间内不同位姿下所求得的最大轴向压力的数值;

(3)加载线性屈曲分析模块并与已完成的静力学分析建立关联,如图 9 所示;

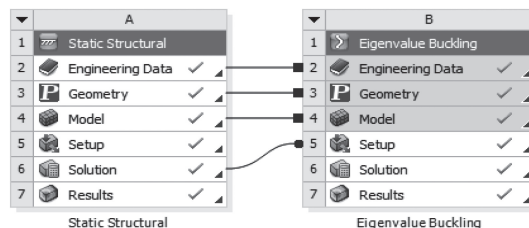


图 9 静力学分析与线性屈曲分析模块

(4)设置屈曲分析阶数后进行线性屈曲分析,设置为求取结构方案前四阶屈曲模态与特征值;

(5)后处理,查看屈曲特征值以及各屈曲模态的变形云图。

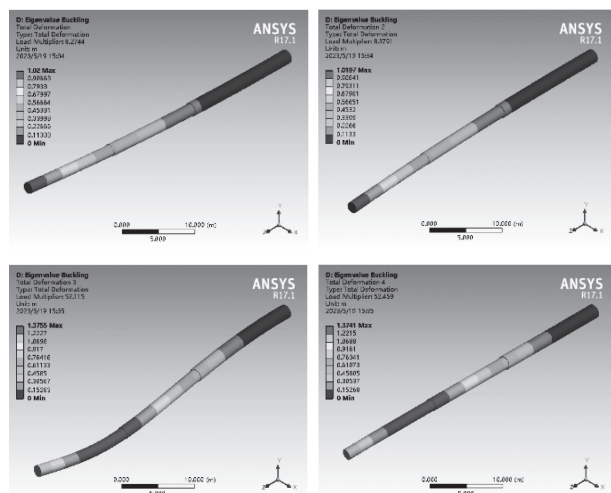


图10 单根液压缸方案前四阶屈曲模态

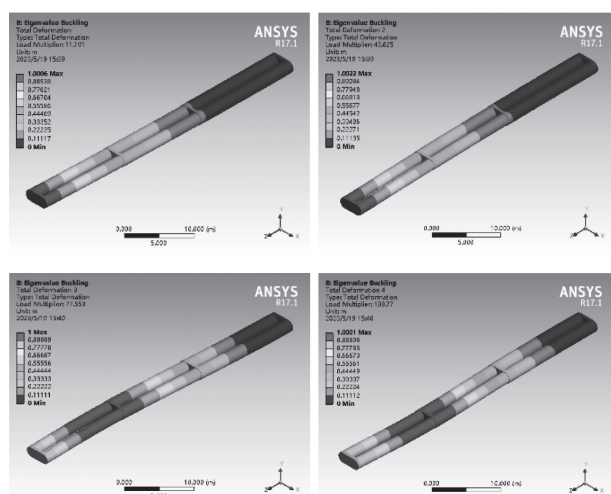


图11 并联双液压缸方案前四阶屈曲模态

单杆方案与双杆方案的各阶屈曲特征值如表3所示。可以看出,单杆方案的每相邻两阶屈曲特征值基本相同,即发生失稳时的屈曲载荷相同,这是因为单杆方案液压缸截面为圆型对称结构,其沿各轴的惯性矩相等,求出的屈曲载荷也相同。单杆方案对应的最小的屈曲特征值为 8.2744 ,临界载荷为 $5.022 \times 10^7 \text{ N}$;双杆方案对应的最小的屈曲特征值为 11.191 ,临界载荷为 $6.793 \times 10^7 \text{ N}$,优化后的两种方

案都满足稳定安全性要求,且双杆方案的稳定性相较于单杆方案更好。

表3 单杆方案与双杆方案各阶屈曲特征值

屈曲模态	单杆方案	双杆方案
一阶	8.2744	11.191
二阶	8.3792	43.625
三阶	52.115	77.553
四阶	52.459	188.77

5 结论

首先对3-RPS机构进行静力学分析,得到了3-RPS机构支链的力学特性,即支链在受轴向压力的同时还受垂直于底部转动副平面的侧向力,从而使支链在动平台承受较大载荷时发生较为严重的弯曲变形,影响并联机构末端的运动精度。

设计了适用于大型反射面天线的并联式驱动机构支链的结构方案并进行了仿真分析,分析结果表明,该结构方案可以满足承载大天线时的强度要求;依据材料力学弯曲杆件截面的应力分布特性设计了并联双杆的结构方案,并通过仿真分析验证了该方案的优越性,变形方面相较于单杆方案下降了30.07%;重量方面相较于单杆方案下降了4.37%,降低了结构整体变形并减轻了结构整体重量。但是支链仍存在一定程度上的弯曲变形,后续可通过反馈控制系统来补偿因支链弯曲变形造成的末端位姿误差。

对于单杆以及双杆方案在承受最大轴向载荷时的屈曲稳定性进行了分析,分析结果表明,优化后的方案均满足稳定安全性要求,为实际的工程应用提供了一定程度的参考。

参考文献

- [1] 汪辉. 基于并联机构卫星天线支撑架的设计与研究[D]. 太原:中北大学,2017:9-11.
- [2] 许允斗,全少帅,王贝,等. 2RPU-UPR 并联机构在天线支撑中的应用[J]. 中国机械工程,2019,30(14):1748-1755.
- [3] 侯雨雷,张国兴,侯荣伟,等. 基于旋量的风载作用3-RSR 并联天线机构动力学建模[J]. 振动与冲击,2020,39(19):174-181.

(下转第86页)

面向学科竞赛的发球机器人设计与控制*

张日红¹, 黄泽军¹, 朱 政¹, 黄宇铨², 肖鸿旭¹

(1. 仲恺农业工程学院 机电工程学院, 广东 广州 510225; 2. 仲恺农业工程学院 自动化学院, 广东 广州 510225)

摘 要:以发球机器人的设计和控制为案例, 涵盖机械结构设计、电子电路设计、单片机控制、机器视觉、运动学建模和控制调试等多个领域的知识综合。该机器人的机械结构主要包括捡球机构、传球机构、发球机构和底盘机构。底盘机构为机器人的移动提供动力, 捡球机构用于捡取放置的待发球, 结合视觉定位单元可实现待发球的准确定位和自动抓取, 传球机构负责将待发传送到发球机构, 由发球机构将待发发球发射到目标区域。电气控制系统的主控芯片为 STM32 单片机, 实现对各执行机构的协调控制。经制作样机测试, 该发球机器人的发球方向和速度可控。

关键词:发球机器人 机械臂正逆解 底盘控制 单片机控制 以赛促学

中图分类号: TP242

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)05-0020-07

Design and control of ball serving robot for competition

ZHANG Rihong, HUANG Zejun, ZHU Zheng, HUANG Yucheng, XIAO Hongxu

Abstract: The design and control of a ball serving robot involve multiple fields of knowledge, including mechanical structure design, electronic circuit design, single chip microcomputer control, machine vision, kinematic modeling, control and debugging, etc. The mechanical structure of the robot mainly consists of a ball-picking mechanism, a ball-passing mechanism, a ball-serving mechanism, and a chassis mechanism. The chassis mechanism provides mobility for the robot. The ball-picking mechanism is used to pick up and place the balls. Combined with the visual positioning unit, it achieves accurate positioning and automatic grasping of the balls. The ball-passing mechanism is responsible for transferring the balls to the serving mechanism, which launches the balls to the target area. The main control chip of the electrical control system is the STM32 microcontroller, which coordinates the control of various actuators. A prototype is constructed and tested, and the results show that the ball serving direction and speed of the robot can be controlled.

Keywords: ball serving robot, forward and inverse solutions of manipulator, chassis control, single chip microcomputer control, promoting learning through competition

随着科学技术的不断发展和社会的不断进步, 机器人技术在各个领域都得到了广泛的应用^[1]。机器人在工业生产、医疗保健、军事领域以及娱乐等方面展现出巨大的潜力。其中, 发球机器人^[2]具有一定的实际价值和研究价值, 并正逐渐引起人们的关注。发球机器人是基于模拟人类发球动作的仿生机器人^[3], 其设计和控制涉及到机械工程、电子工程、计算机科学等多个领域的知识和技术。发球机器人在各种球类运动中都有着广泛的应用, 如网球、乒乓球、高尔夫等, 不仅可以用于训练和比赛, 还可以提供休闲娱乐等服务。

本文以学科竞赛中发球机器人为例, 涉及结构

设计、电子电路设计、单片机控制、机器视觉、运动学建模和控制调试等专业知识。探讨以赛促教、以赛促学和以赛促创教育理念的应用与实践, 对培养学生的复杂工程认知、系统思维、团队协作等综合素质具有积极的推动作用。

1 发球机器人的结构与工作原理

发球机器人总体结构如图 1 所示, 其机械结构由捡球机构、传球机构、发射机构和底盘机构四部分组成。图 2 和图 3 分别为传球与发球机构和捡球机械臂结构示意图。捡球机构是由夹爪和机械臂组成。驱动电机使夹爪收缩并夹取待发球^[4], 之后机

械臂连同夹爪将待发球置于收纳装置的正上方,夹爪松开将待发球放置于收纳装置中^[5]。传球机构通过气缸提供动力,推动执行推板将待发球推送至发球机构入口端的摩擦传送带上。发球机构具备全方位旋转和俯仰角度调节功能,三个错向布置的同步带高速运动通过摩擦力将待发球快速抛出。此外在每个发球电机上布置了编码器,可以实时监测发球电机的运转速度。发球机构的水平转角、俯仰角度、发球速度都可以通过程序精确控制。移动底盘配置有4个摩擦全向轮^[6],具备原地定点旋转功能,可在潮湿或干燥的环境中工作都不会发生打滑等现象,保证了机器人^[7]在运行过程中的可靠性。

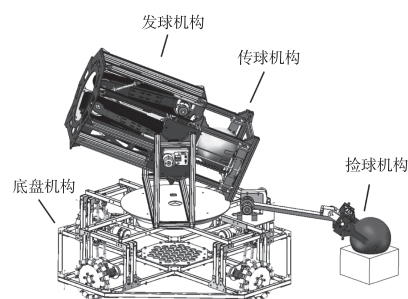


图1 发球机器人总体结构

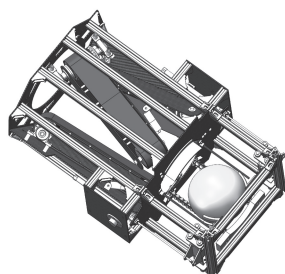


图2 传球与发球机构

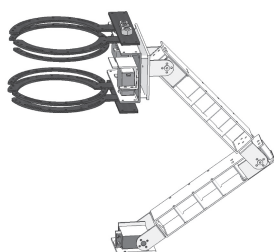


图3 捡球机械臂

2 发球机器人移动底盘控制模型

发球机器人移动底盘选用 M3508 直流无刷减速电机进行驱动,在确保运动灵活性的同时增强移动的准确性。如图4所示,以机器人底盘几何中心O点为原点建立坐标系XOY,并定义 X_1 和 Y_1 两个变量。底盘的运动大致分为3个分量 $[v_x, v_y, \omega]$,其中, v_x 为底盘沿x轴方向的速度,单位为m/s; v_y 为底盘沿y轴方向的速度,单位为m/s; ω 为底盘沿z轴自转的角速度,单位为rad/s。全向轮绕轮轴转动的角

速度为 ω_i ,单位为rad/s, $i=1,2,3,4$ (分别为前轮,右轮,后轮,左轮)。机器人移动底盘的运动学模型如式(1)所示。只要控制各全向轮的转速即可实现机器人的不同运动状态,即通过调整 ω 的大小便可改变机器人车体沿各坐标轴的转动速度,进而改变机器人移动底盘的运动速度及方向。

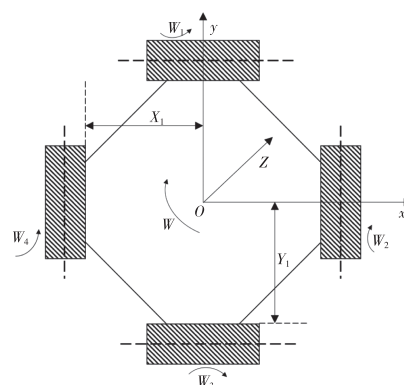


图4 车体运动模型

$$\begin{cases} \omega_1 = v_y - v_x + \omega(x_1 + y_1) \\ \omega_2 = v_y + v_x + \omega(x_1 + y_1) \\ \omega_3 = v_y + v_x - \omega(x_1 + y_1) \\ \omega_4 = v_y - v_x - \omega(x_1 + y_1) \end{cases} \quad (1)$$

3 捡球机械臂正逆解分析

3.1 正运动学

捡球机械臂可简化为由一系列的连杆和关节组成,每个连杆的铰接点可建立相应的坐标系,这些坐标系的位置与姿态可用齐次变换来描述^[8]。本文设计的机械臂有2个自由度,为得到末端执行机构的位置可采用D-H表示法进行捡球机械臂数学建模,通过齐次变换得到机械臂各关节之间的运动关系,捡球机械臂运动学简化示意图如图5所示^[9]。

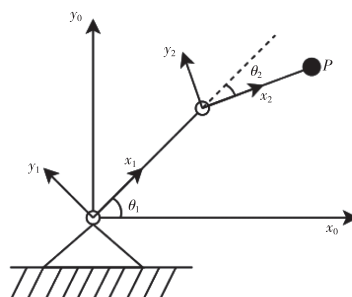


图5 捡球机械臂运动学简化示意图

假设机械臂的基础坐标系为 $Ox_0y_0z_0$, 第一个关节坐标系为 $Ox_1y_1z_1$, 第二个关节坐标系为 $Ox_2y_2z_2$ 。 z_0, z_1, z_2 垂直于纸面向里。 (x_0, y_0, z_0) 到 (x_1, y_1, z_1) 的齐次旋转变换矩阵为:

$${}^0_1T = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 & 0 & 0 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

(x_1, y_1, z_1) 到 (x_2, y_2, z_2) 的齐次旋转变换矩阵为:

$${}^1_2T = \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 & 0 & l_1 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

(x_0, y_0, z_0) 到 (x_2, y_2, z_2) 的齐次旋转变换矩阵为:

$${}^0_2T = {}^0_1T \cdot {}^1_2T = \begin{bmatrix} \cos(\theta_1 + \theta_2) & -\sin(\theta_1 + \theta_2) & 0 & l_1 \cos\theta_1 \\ \sin(\theta_1 + \theta_2) & \cos(\theta_1 + \theta_2) & 0 & l_1 \sin\theta_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

所以连杆末端 P 在基础坐标系下的位置矢量为:

$${}^0P = {}^0_2T \cdot {}^2P = \begin{bmatrix} l_1 \cos\theta_1 + l_2 \cos(\theta_1 + \theta_2) \\ l_1 \sin\theta_1 + l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2) \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \\ 1 \end{bmatrix}$$

即

$$\begin{aligned} x_p &= l_1 \cos\theta_1 + l_2 \cos(\theta_1 + \theta_2) \\ y_p &= l_1 \sin\theta_1 + l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2) \end{aligned} \quad (2)$$

3.2 逆运动学

当使用遥控器进行调试时, 可以利用机械臂的正解进行运算。但从拾球这一动作而言, 运动学逆解更加重要^[9]。运动学方程的封闭解可以通过代数方法和几何方法两种途径获得。为了简化计算过程, 本文采用几何方法获得封闭解。

设发球球的中心坐标系为 $Ox_p y_p z_p$, 其中 z_p 为 0。利用平面几何关系求出它的运动学反解为:

$$\begin{aligned} x_p^2 + y_p^2 + l_1^2 - l_2^2 &= 2l_1(x_p \cos\theta_1 + y_p \sin\theta_1) \\ \frac{x_p}{y_p} &= \tan\theta_p = \frac{\sin\theta_p}{\cos\theta_p} \end{aligned}$$

$$x_p^2 + y_p^2 + l_1^2 - l_2^2 = \frac{2l_1 x_p \cos(\theta_1 - \theta_p)}{\cos\theta_p}$$

由此可解出:

$$\theta_1 = \arccos\left[\frac{x_p^2 + y_p^2 + l_1^2 - l_2^2}{2l_1 x_p} \cos\theta_p\right] + \arctan \frac{y_p}{x_p} \quad (3)$$

同理, 可以解出 θ_2 。

$$\theta_2 = \arccos\left[\frac{x_p^2 + y_p^2 + l_2^2 - l_1^2}{2l_2 x_p} \cos\theta_p\right] + \arctan \frac{y_p}{x_p} - \theta_1 \quad (4)$$

操作机械臂关节对应的电机转角 θ , 即可使末端执行器对准待发球。

4 发球机器人的视觉定位

发球机器人的视觉定位的实现是通过乐视三合一 TOF 深度相机实现。TOF 相机集成了 RGB 镜头、深度镜头和 TOF 光源, 可获取图像彩色信息和深度信息。使用 OpenCV 识别 RGB 彩色图像中的球体在像素坐标系下的像素坐标值, 并通过两镜头的外参实现深度图像像素点到 RGB 彩色图像像素点的映射, 求得球体对应像素坐标值的深度信息, 通过 RGB 镜头的内参、深度信息和像素坐标值逆求获得球体中心在相机坐标系下的三维坐标。并通过对机械臂和相机的手眼标定, 实现待发球的准确定位和抓取。镜头像素坐标系与相机坐标系的关系如图 6。两坐标系的转换关系如式(5)所示。

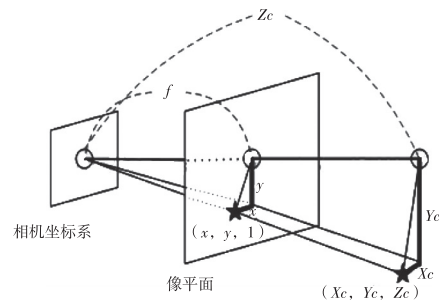


图6 相机坐标系关系

$$Z_c \begin{bmatrix} u \\ v \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{dx} & 0 & u_0 \\ 0 & \frac{1}{dy} & v_0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f & 0 & 0 \\ 0 & f & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_c \\ Y_c \\ Z_c \end{bmatrix} \quad (5)$$

其中, $\begin{bmatrix} \frac{1}{dx} & 0 & u_0 \\ 0 & \frac{1}{dy} & v_0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f & 0 & 0 \\ 0 & f & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ 为相机内参矩阵,

可通过使用棋盘标定法标定; $\begin{bmatrix} u \\ v \\ 1 \end{bmatrix}$ 为像素坐标系下

的像素坐标; $\begin{bmatrix} X_c \\ Y_c \\ Z_c \end{bmatrix}$ 为相机坐标系下对应的三维坐

标; Z_c 为某像素坐标对应的深度值。

由式(5)可知,在已知内参和深度值的条件下,可求得某一像素在同镜头相机坐标系下的三维坐标。在RGB彩色镜头下完成对球体的识别,但RGB彩色镜头的图像并没有深度信息,深度镜头的位置与RGB彩色镜头之间存在旋转矩阵 R 和平移向量 T ,无法将深度图像的深度信息直接用于RGB彩色图像中,故需要进行深度图像的深度数据到RGB彩色图像的映射。

对于空间中的某一点 P , 在深度镜头的相机坐标系下的坐标值为 P_{depth} , 在 RGB 彩色镜头的相机坐标系下的坐标值为 P_{rgb} , 两坐标值之间的关系为:

$$P_{\text{depth}} = R_1 \cdot P_{\text{rgb}} + T_1 \quad (6)$$

其中, R_i 是 RGB 彩色相机坐标系到深度相机坐标系的旋转矩阵, T_i 为 RGB 彩色相机坐标系到深度相机坐标系的平移向量。先通过式(5)求得深度像素坐标系下所有像素坐标在相机坐标系下对应的三维坐标,再通过式(6)将上述所有深度镜头的三维坐标转换到 RGB 彩色镜头的相机坐标系下,再通过式(5)将 RGB 彩色相机坐标系下所有从深度相机坐标系转换过来的三维坐标运算为 RGB 彩色像素坐

标系下的对应的像素坐标 $\begin{bmatrix} u_r \\ v_r \\ 1 \end{bmatrix}$ 。通过上述运算,完

成深度图像的深度数据到彩色图像的映射。将深度相机坐标系下的三维点映射到 RGB 彩色相机坐标系,再转换为 RGB 彩色像素坐标系下的像素坐标。上述运算过程,需要彩色镜头、深度镜头的相机内参矩阵 n_x, n_y 和深度镜头到彩色镜头的外参矩阵 R_1 、

T_1 。可通过 Matlab 双目标定工具箱标定出内参和外参。

制作棋盘标定板,通过 OpenCV 读取彩色图像,同时阻挡相机本身的 TOF 光源,使用红外手电筒对标定板进行红外补光,通过 OpenNI 读取深度镜头图像。在不同方向采集 60 组左右数据,放入工具箱进行标定,如图 7 所示。通过标定,得出相机内参、外参矩阵。

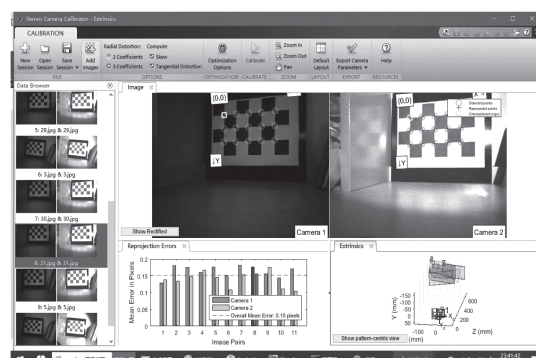


图 7 Matlab 标定工具箱

5 发球机器人的控制系统

发球机器人控制系统^[11]主要包含上位机、MCU 控制器、配电板、气动控制模块、电压控制模块、电机控制模块、电机控制器、视觉传感器、电源、开关等部分。主控制器选用的是 STM32F10C8T6 单片机,发球机器人硬件连接图如图 8 所示。

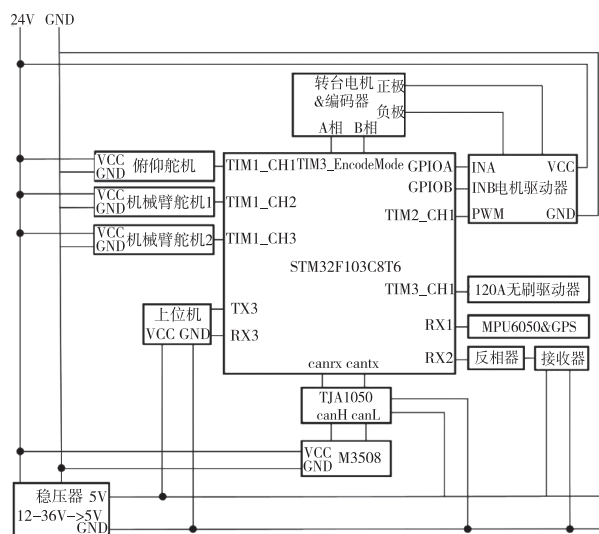


图8 发球机器人硬件连接图

控制系统以 STM32F103C8T6 为主控芯片,底盘由 4 个大疆 M3508 电机构成,遵循 4 轮全向轮的运动学模型^[12]。M3508 驱动原理为 FOC 算法,其电调并联在同一 CAN 总线上,通过 TJA1050CAN 发生模块与 STM32 通信,使得其能接收相关的控制数据,STM32 也能将 M3508 回传的速度角度数据存入自身 RXFIFO0 以供 PID 算法和卡尔马滤波算法运算。遥控器提供 SBUS 协议的遥控器数据,通过反相器进行高低电平反相后 STM32 使用串口 2,波特率 100000 进行读取遥控器数据。主控同时使用串口 1,波特率 115200 读取 M6050 和 GPS 数据。串口 3 与上位机通信,读取上位机发送来的导航数据、转台俯仰数据和捡球机械臂数据^[10]。主控芯片通过 PWM 控制转台直流电机和舵机。占用定时器 TIM1、TIM2、TIM3 的 CH1 和 CH2。TIM4 定时器设置成编码器模式,用于捕获转台电机编码器 A 相 RISING 脉冲,供给转台电机 PID 算法运算。舵机、C4250 无刷电机、M3508 都由 24 V 电池直接供电,STM32、陀螺仪、GPS、TJA1050 等低功耗模块则使用由 24 V 经过变压模块后的 5 V 来供电。代码控制流程图如图 9 所示。

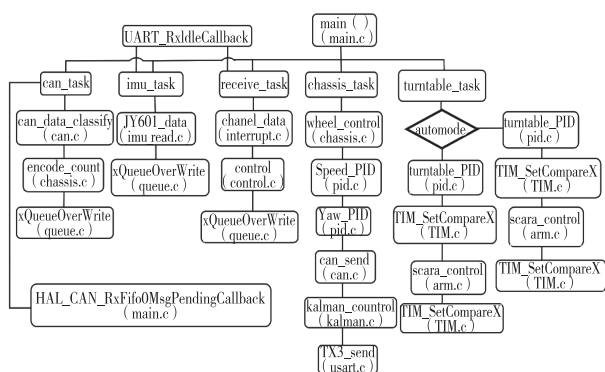


图 9 发球机器人程序流程图

控制代码使用 FreeRTOS 来进行多进程调度^[11],总共由 can_task、receive_task、imu_task、chassis_task、turntable_task 五个任务组成。

can_task 为高速任务,用于处理 can 中断接收到的数据。当收到一帧数据后,触发 can 接收中断。回调函数会发送二值信号量,使得任务 can_task 与 can 接收中断同步,can_task 处理 RXFIFO0 中的数据。将处理代码放入 can_task 而并非放入 can 的接

收回调函数能带来防芯片宕机的好处。当处理代码占用时间大于 can 接收帧周期间隔时间,can 的 RXFIFO0 会持续的被新数据覆盖,中断函数只需传输二值信号量和清除中断标识符,中断占用时间短,大部分时间由 can_task 占用。can_task 与其他任务优先级相同,轮询运行,程序不会宕机卡死。imu_task 和 receive_task 的运行原理也与上述一致。can_task 将处理好的数据打包至结构体发送至队列。任务 imu_task 与 receive_task 为高速任务,用于处理 RX1 和 RX2 中断接收到的数据。其运行机制与上述 can 数据处理完全一致。将处理好的数据打包至结构体发送至队列。chassis_task 为低速任务,用于进行各种底盘 PID 运算和卡尔曼滤波^[14]。在队列句柄 receiveQueueHandle 中读取到控制数据,结构体中变量 control_Flag 判断机器人是自动控制还是手动控制。手动控制下,读取该结构体中控制底盘数据 v_x 、 v_y 、 ω_z ,分别对应底盘 X 方向线速度、Y 方向线速度和 Z 方向角速度。传入函数 wheel_control 进行底盘运动学逆运算,求出电机需要对应的转速,以该转速为设定速度,读取队列句柄。

canQueueHandle 中的 M3508 速度数据一并传入速度环函数 Speed_PID 进行 PID 运算,解算出 M3508 电流大小。运动过程中,引入偏航修正闭环。传入 Yaw_PD 函数的设定值为 W_z ,实际值为从队列句柄 imuQueueHandle 中 Z 轴角速度,进行 PD 运算。输出值为 M3508 电机电流的增量。将电流值通过 can 中发送。M3508 收到各自电流值后便会以该电流作为驱动电流带动电机。用 M3508 电机编码器数据进行底盘运动学正解算求出周期运动距离,以运动距离为观测值,陀螺仪中的线加速度作为预测值,设置合适权重占比进行参数融合,再以融合后数据与 GPS 数据进行融合,第一轮融合数据作为预测值,GPS 数据作为观测值。第二轮融合后数据作为机器人运动里程计,通过 TX3 发送至上位机供导航算法运算。自动控制下,上位机发送导航控制数据,STM32 从 RX3 中断中接收底盘运动数据,数据同样为 v_x 、 v_y 、 ω_z ,运行流程与上述手动控制流程一样。

turntable_task 低速任务用于进行转台 PID 运算、SCARA 捡球机械臂逆求解运算和俯机的 PWM 输出。在队列句柄 receiveQueueHandle 中读取到控

制数据,判断机器人是自动控制还是手动控制。手动控制下,读取结构体中的转台控制数据 turn_speed ,俯仰舵机角度 Angle 和机械臂位置 s_x 和 s_y 。定时器 TIM4 的编码器外部捕获记录转台电机编码器 RISING 脉冲数,转换为周期内转台电机的转动速度 real_speed 。 turn_speed 作为设定值, read_speed 作为实际值进行速度环 PID 运算 turntable_PID ,函数输出为 PWM 值,最大值 255。将 s_x 、 s_y 传入函数 scara_control 中进行机械臂逆求解,求出机械臂两舵机对应角度值,将其转换对应 PWM 值输出控制舵机^[15]。将控制数据 Angle 转换为俯仰舵机对应 PWM 值输出至俯仰舵机控制俯仰。自动控制下,上位机发送转台机械臂控制数据,STM32 从 RX3 中断中接收转台与机械臂运动数据,数据同样为 turn_speed 、 Angle 、 s_x 和 s_y ,运行流程与上述手动控制流程一样。

6 发球机器人的调试

在结构设计的基础上,对发球机器人各机构进行加工装配,完成样机制作。发球机器人实物图如图 10 所示。经过试验测试,发球机器人可以实现全方位的流畅运动,具备视觉定位自动捡球和发球的功能,可以运用编程时给的摩擦轮的速度以及 LIMELIGHT 视觉传感器来决定投球的快慢、方向和角度,发球速度为 $0 \sim 10 \text{ m/s}$,最长发球距离可达 10 m ,发球方向可 360° 调整,发球速度可自动调节。整体上来看,设计的机器人可以满足学生综合实践环节的使用,操作灵活方便。

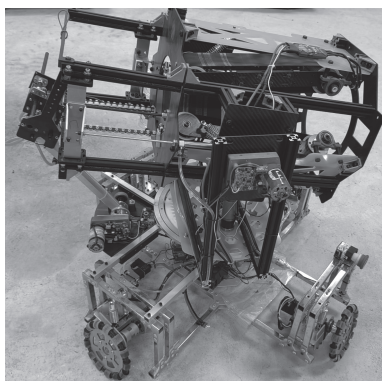


图 10 发球机器人实物图

7 结语

本文以第 21 届全国大学生机器人大赛 ROBOCON 参赛作品为例,系统地介绍了发球机器人的结构组成与原理、发球机器人移动底盘和捡球机械臂控制模型、单片机控制电路和程序控制框架。该教学案例可以帮助学生加深机械设计基础、电工电子技术、单片机控制技术、电机与拖动、传感器原理及应用和机器人技术与应用等专业理论课程的学习,全方位提升学生的创新实践能力,对于培养学生综合应用所学知识解决复杂工程问题具有积极的效果。

参考文献

- [1] 杨文. 机器人在焊接作业中的应用现状及未来趋势分析[J]. 科技视界, 2020(34): 108-109.
- [2] 陈怡, 黄炜皓, 陈静文, 等. 乒乓发球机器人手臂末端位置误差补偿研究[J]. 机械设计与制造, 2023(7): 257-261.
- [3] 袁继成, 徐松, 蔡华祥, 等. 机器人关节电机及其技术发展综述[J]. 微电机, 2022, 55(12): 89-95.
- [4] 周旭, 周海波, 陈睿, 等. 基于双目视觉的机械手捡球机器人设计[J]. 机床与液压, 2020, 48(3): 34-40.
- [5] 孙晓达, 陆旭, 杨朋威, 等. 一种便携式网线收纳装置[J]. 机电产品开发与创新, 2019, 32(3): 35-37.
- [6] 王慰军, 杨桂林, 张驰, 等. 四轮式全向移动机器人设计[J]. 中国工程机械学报, 2016, 14(4): 327-331.
- [7] 顾锡阳, 俞竹青. 基于神经网络的装弹机器人伺服控制研究[J]. 自动化与仪表, 2020, 35(1): 28-32.
- [8] 关天民, 李宁, 轩亮, 等. 新型仿生机械臂肩关节运动学仿真分析[J]. 大连交通大学学报, 2018, 39(1): 65-70.
- [9] 高威, 李莎, 黄高荣. 串联式结构机器人逆运动学的求解分析[J]. 机床与液压, 2018, 46(21): 77-80.
- [10] 祝洲杰, 蒋立正, 吴锂力. 连杆式串联机械手结构及运动学研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2018, 60(1): 18-21.
- [11] 钟智杰, 杨昊旋, 崔鹏, 等. 基于 STM32 的智能四轮全向移动可重构避障机器人[J]. 传感器与微系统, 2020, 39(9): 112-115.

氢燃料电池单体性能一致性评价方法与分析^{*}

包敏杰¹, 黄 瑞^{2,3,▲}, 陈俊玄², 陈孝炆², 鄧文彬², 陆国栋³, 俞小莉^{2,3}

(1. 浙江大学 工程师学院, 浙江 杭州 310015; 2. 浙江大学 能源工程学院, 浙江 杭州 310027;
3. 浙江省汽车智能热管理科学与技术重点实验室, 浙江 台州 317299)

摘 要:为能够更全面的评价燃料电池单体性能一致性和延长燃料电池堆的使用寿命,采用主成分分析法来探究阳极气体流量、阴极气体流量、冷却水流量、电压、温度和效率因素间的耦合关系,且基于分析结果,提出了一种改进的单体性能评价指标,并与燃料电池稳态试验结果进行对比分析,验证了该评价指标的有效性。最后在该评价指标下,分析了不同电池数量、气体歧管直径和冷却水歧管直径对燃料电池单体性能的影响。分析结果表明,减少单体数量、增大气体歧管直径和冷却歧管直径能够提高单体性能的一致性,其中气体歧管主要影响电压一致性,冷却水歧管主要影响温度一致性。

关键词:燃料电池 主成分分析法 一致性评价 单体性能 结构参数

中图分类号:TK 91

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0026-08

Performance conformance evaluation method of hydrogen fuel cell

BAO Minjie, HUANG Rui, CHEN Junxuan, CHEN Xiaoyang, ZHI Wenbin, LU Guodong, YU Xiaoli

Abstract: In order to comprehensively evaluate the performance conformance of fuel cell and extend the service life of fuel cell stack, the coupling relationship among anode gas flow, cathode gas flow, cooling water flow, voltage, temperature and efficiency was studied by using principal component analysis (PCA), and an improved cell performance evaluation index was proposed. The index was compared with the fuel cell steady-state test results to verify its validity. Finally, the effect of different cell numbers, gas manifold diameters and cooling water manifold diameters on the fuel cell performance were analyzed by the evaluation index. The results showed that, by reducing the number of cells and increasing the gas manifold diameter and cooling manifold diameter, the conformance of cell performance could be improved; the gas manifold mainly affected the voltage conformance, and the cooling water manifold mainly affected the temperature conformance.

Keywords: fuel cell, PCA, conformance evaluation, cell performance, structural parameter

- [12] 李文学, 饶运清, 戚得众, 等. 全向轮机器人路径规划与导航系统设计[J]. 机械设计与制造, 2014, 51(12): 18-22.
- [13] 琚子晗, 白贺, 杨喜童. 基于 Freertos 与 ARM 的智能探索机器人系统设计与实现[J]. 机械工程师, 2021, 52(6): 37-39.
- [14] 熊磊, 陈相全, 谢晖, 等. 基于卡尔曼滤波的 PID 控制在 PLC 中的实现及应用[J]. 现代电子技术, 2022, 45(6): 5-8.
- [15] 牛国臣, 张云霄. 基于 STM32 的 24 路舵机同步控制系统设计[J]. 现代电子技术, 2019, 42(10): 151-

155.

基金项目: 2020 年广东省本科高校教学质量与教学改革工程建设项目(项目编号: 粤教高函[2020]19 号); 2022 年仲恺农业工程学院研究生教育创新计划项目(KA220160238)。

作者简介: 张日红(1980-), 男, 博士, 副教授, 主要从事现代机电系统设计与控制方面的研究。

收稿日期: 2023-10-11

燃料电池发动机作为第四代发电技术的重要装置,具有功率密度高、转化效率高以及环境友好等特点,广泛运用于载人航天、交通运输和分布式电站等储能场景中^[1-2]。但是燃料电池单体的工作性能会受到温度的影响,过高的温度,超过质子交换膜的设计点温度,会导致膜的使用寿命降低;而过低的温度会导致催化剂的活性下降,甚至造成交换膜的结构破坏^[3-4]。而性能较差的单体将会决定燃料电池发动机的性能和寿命,形成“短板”效应^[5],因此有必要开展燃料电池单体性能的一致性评价来提高燃料电池堆的性能和延长使用寿命。

目前对于燃料电池单体工作性能一致性评价,主要采用均方差^[6-8]、变异系数^[9-11]和图像法^[12-13]进行。但是均方差和变异系数面对个别数据出现波动时,无法及时准确反映出来,因此也有学者提出了其他方式对燃料电池进行一致性评价。Baschuk等^[14]通过建立了含50个单体电池的流体网络模型,基于电压和流量极差来进行一致性评价,发现通过增加歧管的尺寸,减少双极板的气体流动通道的数量,以及合理地改变气体流动通道中的流阻,有助于提高燃料电池堆内反应物的均匀分布。Karimi等^[15]针对含51个单体的燃料电池,采用电压最大偏差率对燃料电池进行了一致性评价,发现采用Z型结构比U型更均匀。侯永平等^[16]基于车用动态循环工况,对6.55 kW燃料电池堆进行耐久性实验,采用电压最大偏差率、单体电压波动率和单体电压异众比率进行一致性评价,发现电压一致性随电流的增加和运行时间的延长而变差。Chen等^[17]对5 kW的燃料电池堆采用局部电压评价的方式,发现氢气浓度降低会导致电堆电压一致性降低。Amiri等^[18]采用效率、电流、温度和温差等变量对燃料电池工作性能一致性进行了综合评价,并对燃料电池进行结构优化。

从现有研究可以看出,对于燃料电池单体性能一致性评价方法具有多样性,但是大多数评价方法是基于流量、电压或温度数据中某一数据进行评价。而在实际情况下,燃料电池单体的流量、电压、温度和效率分布是不同的,因此对燃料电池单体性能一致性的评价需要综合考虑这些因素。

针对以上存在的问题,本文基于110 kW的燃

料数值仿真模型数据,首先采用主成分分析法探究单体气体流量、冷却水流量、电压、温度和效率等因素之间的关系并进行单体性能一致性评价,然后提出了一种改进的燃料电池单体性能一致性评价方法,并进行了燃料电池稳态试验验证该方法的有效性,最后基于该方法探究电池数量、进气歧管直径和冷却水歧管直径等结构参数对燃料电池单体性能的影响规律,旨在为后续燃料电池堆的结构优化设计提供指导。

1 基于主成分分析法的因素关系探究

燃料电池单体性能一致性可以由阳极气体流量、阴极气体流量、冷却水流量、电压、温度和效率分布来体现。其中阳极气体流量、阴极气体流量和冷却水流量反映燃料电池的结构设计,电压和温度反映燃料电池的工作性能,效率反映燃料电池的经济性。但是各指标并不是独立的,存在如下的耦合关系:

$$\begin{cases} m_{an} = f(T) \\ m_{ca} = f(T) \\ V = f(m_{an}, m_{ca}, T) \\ T = f(m_{H_2O}, V) \\ \eta = f(V) \end{cases} \quad (1)$$

式中: m_{an} 为单体的氢气质量流量,g/s; m_{ca} 为单体的空气质量流量,g/s; m_{H_2O} 为单体的冷却水流量,kg/s; V 为单体的工作电压,V; T 为单体的温度,℃; η 为单体的工作效率。

因此需要对这些数据进行降维处理,而其中主成分分析法能够实现通过变换把多个指标降变成少数综合指标,各指标彼此相互独立,并保留了原始变量的绝大部分信息。

1.1 主成分分析法原理

主成分分析的基本原理是:首先对原始参数 $x_1, x_2, \dots, x_m$ (m 为评价指标个数)进行处理,得到一组不相关的合成指标 $F_1, F_2, \dots, F_n$ (n 为电池单体数)用来替代原始指标参数的综合指标。它通常根据复合索引中包含的信息量进行排序。信息量用方差来衡量,即 $Var(F_1) > Var(F_2) > \dots > Var(F_n)$, F_n 是综合指数的主成分^[19]。

现有燃料电池堆,由260个单体组成,每个单体

有 6 个评价指标,存在 260×6 的矩阵。定义因素 1(x_1) 为阳极气体流量、因素 2(x_2) 为阴极气体流量、因素 3(x_3) 为冷却水流量、因素 4(x_4) 为电压、因素 5(x_5) 为温度、因素 6(x_6) 为效率。

$$X = \begin{bmatrix} x_{1,1} & \cdots & x_{1,6} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{260,1} & \cdots & x_{260,6} \end{bmatrix} \quad (2)$$

由于每个评价指标的数据都是不同的,需要通过计算每一列的均值和标准差来对原始数据按公式(3)到公式(5)进行标准化处理。

$$\bar{x}_i = \frac{1}{260} \sum_{j=1}^{260} x_{ji} \quad (3)$$

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{260-1} \sum_{j=1}^{260} (x_{ji} - \bar{x}_i)^2} \quad (4)$$

$$z_{ji} = \frac{x_{ji} - \bar{x}_i}{\sigma_i} \quad (5)$$

然后可以得到标准化处理后的矩阵 Z :

$$Z = \begin{bmatrix} z_{1,1} & \cdots & z_{1,6} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ z_{260,1} & \cdots & z_{260,6} \end{bmatrix} = (z_1, z_2, \cdots, z_6) \quad (6)$$

按照公式(7) 计算相关系数。

$$r_{ij} = \frac{\sum_{k=1}^{260} z_{ki} z_{kj}}{260-1} \quad (i, j = 1, 2, \cdots, 6) \quad (7)$$

得到相关系数矩阵 R :

$$R = \begin{bmatrix} r_{1,1} & \cdots & r_{1,6} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ r_{260,1} & \cdots & r_{260,6} \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: r_{ij} 为 X 矩阵的第 i 列的评价指标和第 j 列的评价指标之间的相关关系,其值为-1 到 1 之间。 $r_{ij} > 0$ 表示两者成正线性相关; $r_{ij} = 0$ 表示两者线性无关; $r_{ij} < 0$ 表示两者负线性相关。并且 r_{ij} 的绝对值越大,表示两者相关程度越高。

采用 Jacobi 方法,对相关系数矩阵进行特征方程计算。

$$|\lambda I - R| = 0 \quad (9)$$

会获得一组从大到小排列的特征值 $\lambda_1 \geq \lambda_2 \geq$

$\cdots \geq \lambda_6 \geq 0$ 。再将得到的特征值代入上述的公式,会得到对应的单位特征向量:

$$a_i = \begin{bmatrix} a_{i1} \\ \vdots \\ a_{i6} \end{bmatrix} \quad (10)$$

主成分数量的选取则是根据累积贡献率确定,为能保证新变量能包括原始变量的绝大多数信息,一般要求累积贡献率达到 80% 以上,并且选取的各主成分的贡献率在 1% 以上。主成分贡献率以及累计贡献率如下所示。

贡献率的计算 b_i :

$$b_i = \frac{\lambda_i}{\sum_{j=1}^6 \lambda_j} \quad (11)$$

累计贡献率 c_i :

$$c_i = \frac{\sum_{k=1}^i \lambda_k}{\sum_{k=1}^6 \lambda_k} \quad (12)$$

根据累积贡献率达到 80% 以上的要求,并按照贡献率的大小进行选取主成分,可以得到第一主成分、第二主成分、……、第 i 主成分, $i \leq 6$ 。

其中第 i 个主成分的计算公式如式(13) 所示。

$$F_i = a_{i1}z_1 + a_{i2}z_2 + \cdots + a_{i6}z_6 \quad (13)$$

同时根据贡献率将各个主成分进行叠加,如公式(14) 所示,可以获得综合主成分。

$$F = \sum b_i F_i \quad (14)$$

1.2 因素关系探究

本文所使用数据来自大功率燃料数值仿真结果,仿真结果与试验进行对比,误差在 5% 以内,可信度较高^[20]。由于各工况下得到的分析结果相差不大,本文以工作电流为 300 A 的工况为例。

将仿真数据代入公式(1) 到公式(8),计算获得燃料电池的相关系数矩阵,结果如表 1 所示,可以看出, x_1 阳极气体流量、 x_2 阴极气体流量、 x_3 冷却水流量、 x_4 电压和 x_6 效率呈高度相关,而 x_5 温度与其他参数间的相关度不高,同时在试验中,单体电压和温度是容易获取的,可考虑用电压和温度来代替其他因素进行燃料电池单体性能一致性评价。

表 1 因素评价相关系数

相关系数	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6
x_1	1					
x_2	0.925	1				
x_3	-0.850	-0.663	1			
x_4	0.990	0.907	-0.857	1		
x_5	0.160	-0.221	-0.385	0.208	1	
x_6	0.942	0.748	-0.881	0.957	0.481	1

为进一步探究各因素之间的关系,将仿真数据代入公式(9)到公式(13),计算出各主成分的贡献率和累计贡献率,结果如图 1 所示。从图 1 可以看出,主成分 1 和主成分 2 的累计贡献率达到了 96% 以上,因此选取主成分 1 和主成分 2 即可包括原始数据的大部分信息,其中主成分 1 和主成分 2 的表达式如公式(15)所示。

$$\begin{cases} F_1 = 0.99z_1 + 0.866z_2 - 0.907z_3 + 0.994z_4 + \\ 0.278z_5 + 0.972z_6 \\ F_2 = -0.128z_1 - 0.493z_2 - 0.182z_3 - 0.081z_4 + \\ 0.954z_5 + 0.209z_6 \end{cases} \quad (15)$$

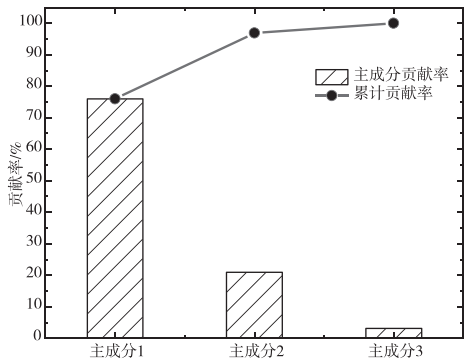


图 1 各主成分贡献率和累计贡献率

从公式(15)可以看出,主成分 1 主要与阳极流量、阴极流量、冷却水流量、电压和效率有关,主成分 2 主要与温度有关。这与相关系数分析的结果相似。同时将每块单体电池的各因素数据带入公式(15)可以分别得到主成分 1 和主成分 2 的得分,其结果分布如图 2 所示。

从图 2 中可以看出,大部分燃料电池单体都随着主成分 1 的变化而变化,主成分 2 对这些单体影响不大。但是有个别的电池会出现异常,受主成分

2 的影响大,与仿真和试验数据比对发现,这些出现异常的单体,往往处于靠近燃料电池两端的位置,单体的温度会明显低于燃料电池堆的平均温度,这也进一步说明了主成分 2 与温度关联较大。

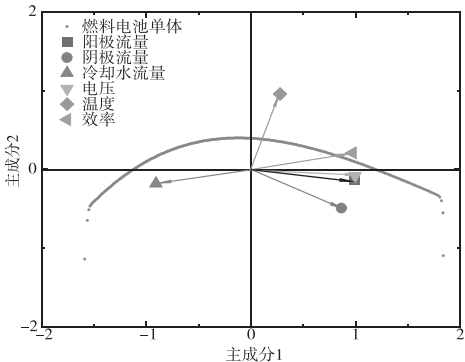


图 2 主成分载荷图

1.3 基于主成分分析法单体一致性评价

现基于燃料电池稳态试验仿真模型结果,按照公式(2)到公式(14)进行计算,其综合主成分得分如图 3 所示。图中 F 为综合主成分,可以看出,随着工况工作电流的增大,综合主成分得分落在四分位数间距 (interquartile range, IQR) 越少,并且更容易出现异常值。说明随着工作电流的增大,燃料电池单体间的一致性变差,并且出现了工作异常的燃料电池单体。通过与试验数据的对比可以发现,出现异常的电池单体往往位于燃料电池堆的两端,其原因可能是由于两端电池与端板接触,与环境换热面积增大,导致其工作温度低于其他电池,长此以往会使两端处电池寿命与其他电池存在较大差异,这也更值得在后续研究中得到关注。

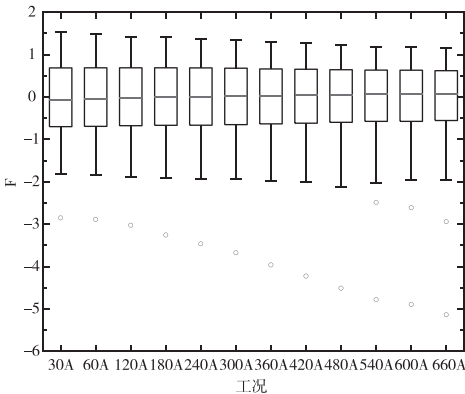


图 3 不同工况下的主成分分析评价箱图

2 改进的单体性能一致性评价方法

根据上文分析,主成分分析法虽然可以对燃料电池单体一致性进行评价,但是所需要的数据多,并且部分数据获取困难,不太适合应用于在实际工作时燃料电池堆性能的评价,因此需要制定一种新的评价方法。

2.1 改进的单体性能一致性评价指标制定

由于工作性能较差的单体往往决定了燃料电池堆的使用性能和寿命,因此在燃料电池堆一致性评价中,这些工作异常的单体值得更加关注。在工作时,这些异常单体的电压或者温度会明显高于或低于其他正常单体,现常用的方法是采用电压最大偏差率或者温度最大偏差率来进行评价,如公式(16)和公式(17)所示。

$$S_V = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{\bar{V}} \times 100\% \quad (16)$$

$$S_T = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{\bar{T}} \times 100\% \quad (17)$$

式中: S_V 为电压最大偏差率, $V_{\max}$ 为电堆中单体最高电压, $V_{\min}$ 为电堆中单体最低电压, $\bar{V}$ 为电堆单体平均电压, S_T 为温度最大偏差率, $T_{\max}$ 为电堆中单体最高温度, $T_{\min}$ 为电堆中单体最低温度, $\bar{T}$ 为电堆单体平均温度。

由于在试验中燃料电池单体的电压和温度较气体流量和效率等参数更容易获取,并且通过上文探究各因素之间的关系,得到这些评价参数可以用单体的电压和温度来代表,因此采用电压和温度进行综合评价燃料电池单体性能一致性,其计算公式如式(18)。

$$S_Z = \alpha_1 \times S_V + \alpha_2 \times S_T \quad (18)$$

式中: α_1 和 α_2 为电压和温度的权重,可按照主成分1和主成分2的贡献率进行选取,本文所用电堆权重 α_1 为 0.8, α_2 为 0.2。

2.2 改进的单体性能一致性评价指标分析

根据 GB/T 24554—2009 进行燃料电池稳态试验,开发的试验台架可以获得燃料电池单体的电压和温度。采用公式(16)到公式(18)分别对燃料电池单体工作性能的一致性进行评价,结果如图4所示。

示。

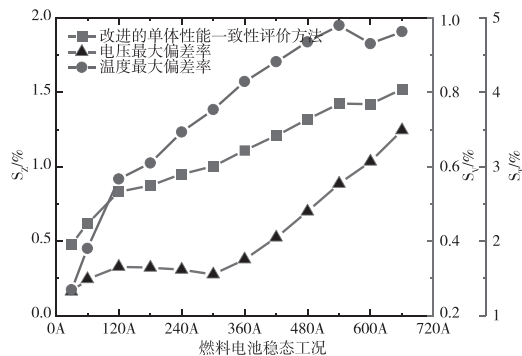


图4 不同评价方法下的单体性能一致性分析

从图4可以看出,当单独采用电压最大偏差率进行评价时,燃料电池在较小的工作电流下(300 A 以下),随着电流的增大,单体电压一致性变化不明显,但是燃料电池处于大工作电流下(300 A 以上),随着电流的增大,单体电压一致性变差;当单独采用温度最大偏差率进行评价时,燃料电池在较小的工作电流下(300 A 以下),单体温度一致性变化剧烈,并且随着电流的增大,单体温度一致性变差。但是燃料电池处于大工作电流下(300 A 以上),随着电流的增大,单体温度一致性变化呈波动变化。可以发现,单独通过电压最大偏差率和温度最大偏差率来进行评价时,会得到不同甚至相反的结论,而采用改进的单体性能一致性评价指标时,可以看出,燃料电池单体性能一致性随电流的增大而变差,并且单体性能一致性在小电流下的变化幅度要明显大于在大电流下的变化幅度,这与基于主成分分析法的评价结果相同,说明了改进的单体性能一致性评价方法能够客观、全面地反映燃料电池单体性能一致性的情况。

3 不同结构参数对单体性能的影响

燃料电池的结构参数对单体性能一致性起到最直接的影响,合理选择结构参数,能够提高燃料电池工作性能和延长使用寿命。基于现有的仿真数据,以工作电流为 300 A 的工况为标准(电池数量为 260 个,气体歧管直径为 20 mm,冷却水歧管直径为 27.4 mm),采用改进的单体性能一致性评价指标分别探究单体数量、气体歧管直径和冷却水歧管直径对单体性能的影响。

3.1 单体数量对单体性能的影响

当单体数量为唯一变量时,探究单体数量从200个到300个的燃料电池单体性能一致性变化规律,其电压和温度分布如图5所示,可以看出,随着单体数量的增加,电压和温度的不一致性都在增加。

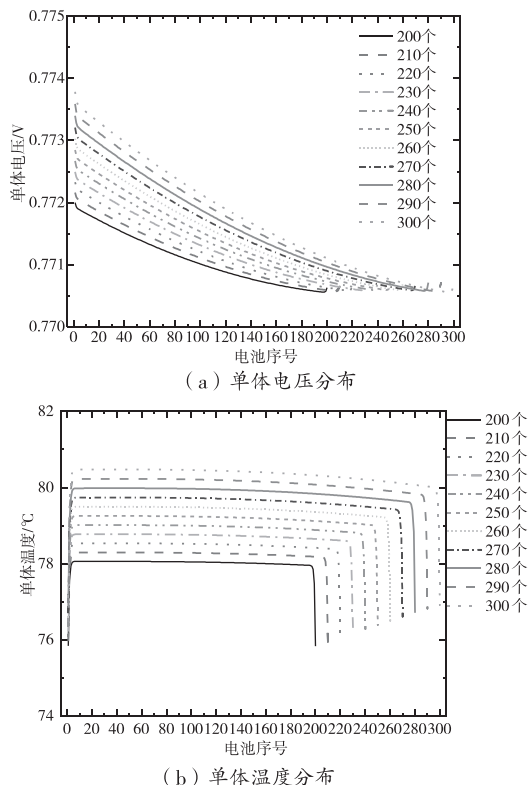


图5 不同电池数量下的单体电压和温度分布

采用改进的单体性能一致性评价指标进行评价,结果如图6所示。可以看出,随着单体数量的增加,单体性能不一致性呈线性增加,较单体数量为200个的情况下,电池数量每增加10%,单体性能不一致性增加14%。因此在满足功率要求的前提下,燃料电池单体的数量选择可往少选择。

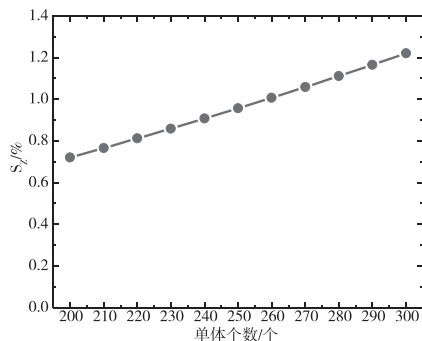


图6 不同电池数量下单体性能一致性评价

3.2 气体歧管直径对单体性能的影响

由于阳极和阴极的气体歧管直径变化对燃料电池单体性能的影响类似,下文以阳极气体歧管为例进行分析。当阳极气体歧管直径为唯一变量时,探究歧管直径从10 mm到30 mm的燃料电池单体性能一致性变化规律,其电压和温度分布如图7所示,可以看出,随着阳极歧管直径的增加,电压的一致性增加,而温度的一致性变化不明显。

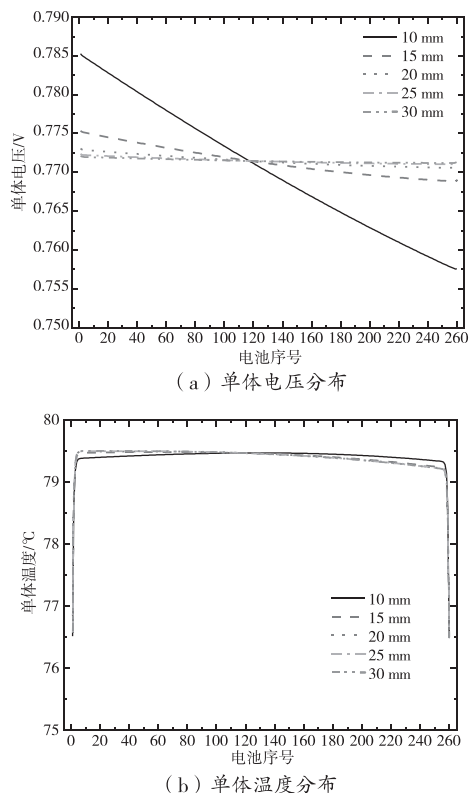


图7 不同阳极歧管直径下的单体电压和温度分布

采用改进的单体性能一致性评价指标进行评价,结果如图8所示。可以看出,在阳极歧管直径小于20 mm时,随着直径的增加,单体性能一致性显著增加,在阳极歧管直径大于20 mm,随着直径的增加,单体性能一致性变化不明显。因此在设计燃料电池时,气体歧管直径并非越大越好,大直径反而会导致电堆体积变大,功率密度降低,而对单体性能一致性改善不大。因此后续歧管直径可考虑选择在极点附近。

3.3 冷却水歧管直径对单体性能的影响

当冷却水歧管直径为唯一变量时,探究歧管直

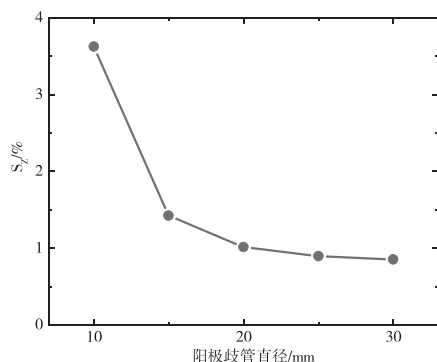


图8 不同阳极歧管直径下单体性能一致性评价

径从 10 mm 到 30 mm 的燃料电池单体性能一致性变化规律,其电压和温度分布如图 9 所示,可以看出,随着冷却水歧管直径的增加,电压的一致性不明显,而温度的一致性显著提高。

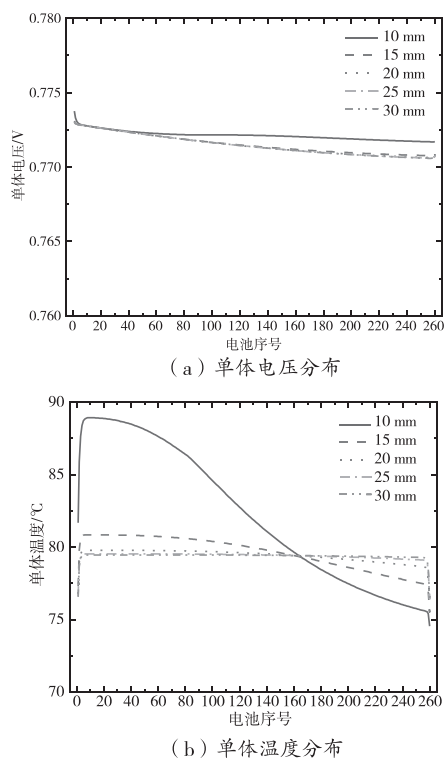


图9 不同冷却水歧管直径下的单体电压和温度分布

采用改进的单体性能一致性评价指标进行评价,结果如图 10 所示。可以看出,在冷却水歧管直径小于 20 mm 时,随着直径的增加,单体性能一致性显著增加,在冷却水歧管直径大于 20 mm,随着直径的增加,单体性能一致性变化不明显。因此在燃料电池歧管设计时,冷却水歧管直径也可考虑选择

在极点附近。

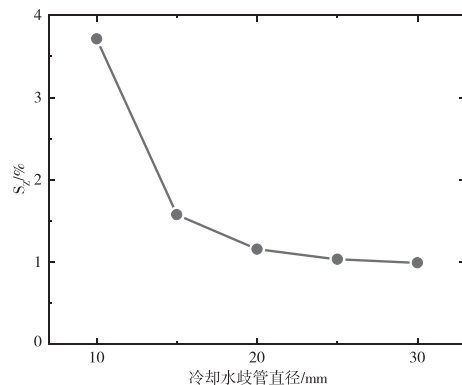


图10 不同冷却水歧管直径下单体性能一致性评价

4 结论

本文通过探究不同因素之间的关系,提出了一种改进的单体性能一致性评价指标,并对不同结构参数下的单体性能进行了评价,主要获得以下结论:

(1) 阳极流量、阴极流量、冷却水流量、效率与电压之间存在高度相关,温度与其他因素的相关度不大,可用电压和温度来综合评价单体性能;

(2) 基于主成分分析法,综合考虑单体温度和电压的一致性,提出一种改进的单体性能一致性对于本文的研究电堆,电压和温度的评价权重分别为 80% 和 20% ;

(3) 通过基于改进的单体性能一致性评价指标来评价一致性可以看出,随着电池数量的增加,单体一致性变差,且呈线性相关;随着气体歧管和冷却水歧管直径的增加,对提高单体一致性能力逐渐减弱,并且气体歧管尺寸主要影响电压一致性,冷却水歧管尺寸主要影响温度一致性。

参考文献

- [1] 侯明,邵志刚,俞红梅,等. 2019 年氢燃料电池研发热点回眸[J]. 科技导报,2020,38(1):137-150.
- [2] 李建林,田立亭,来小康. 能源互联网背景下的电力储能技术展望[J]. 电力系统自动化,2015,39(23):15-25.
- [3] CHUGH S, CHAUDHARI C, SONKAR K, et al. Experimental and modelling studies of low temperature PEMFC performance[J]. International journal of hydrogen energy, 2020,45(15):8866-8874.

- [4] ROSLI R E, SULONG A B, DAUD W R W, et al. A review of high temperature proton exchange membrane fuel cell (HT PEMFC) system[J]. International journal of hydrogen energy, 2017, 42(14): 9293-9314.
- [5] 侯永平, 张若婧, 张涛, 等. 循环工况研究 PEMFC 单体电池电压的一致性[J]. 电池, 2019, 49(6): 463-466.
- [6] PEI H, MA B, CHANG H, et al. Effect of cathode moisture condensation on temperature distribution characteristics of dead - ended proton - exchange membrane fuel cell stack[J]. International journal of energy research, 2022, 46(4): 4770-4780.
- [7] KHAN S S, SHAREEF H, KANDIDAYENI M, et al. Simple temperature modeling of proton exchange membrane fuel cell using load current and ambient temperature variations[J]. International journal of green energy, 2021, 18(13): 1352-1368.
- [8] SU Y, YIN C, HUA S, et al. Study of cell voltage uniformity of proton exchange membrane fuel cell stack with an optimized artificial neural network model[J]. International journal of hydrogen energy, 2022, 47(67): 29037 - 29052.
- [9] FAN L, TU Z, CHAN S H. Technological and Engineering design of a megawatt proton exchange membrane fuel cell system[J]. Energy, 2022, 257: 124728.
- [10] CORBO P, MIGLIARDINI F, VENERI O. Performance investigation of 2.4 kW PEM fuel cell stack in vehicles [J]. International journal of hydrogen energy, 2007, 32(17): 4340-4349.
- [11] ZHANG J, WANG C, ZHANG A. Experimental study on temperature and performance of an open-cathode PEM-FC stack under thermal radiation environment[J]. Applied energy, 2022, 311: 118646.
- [12] KOH J H, SEO H K, LEE C G, et al. Pressure and flow distribution in internal gas manifolds of a fuel-cell stack [J]. Journal of power sources, 2003, 115(1): 54-65.
- [13] LEBÆK J, BANG M, KÆR S K. Flow and pressure distribution in fuel cell manifolds[J]. Journal of fuel cell science and technology, 2010, 7(6): 061001.
- [14] BASCHUK J J, LI X. Modelling of polymer electrolyte membrane fuel cell stacks based on a hydraulic network approach[J]. International journal of energy research, 2004, 28(8): 697-724.
- [15] KARIMI G, BASCHUK J J, LI X. Performance analysis and optimization of PEM fuel cell stacks using flow network approach[J]. Journal of power sources, 2005, 147(1/2): 162-177.
- [16] 侯永平, 陈锴, 兰昊. 基于循环工况的燃料电池堆电压一致性评价[J]. 电池, 2021, 51(3): 216-220.
- [17] CHEN D, PEI P, REN P, et al. Analytical methods for the effect of anode nitrogen concentration on performance and voltage consistency of proton exchange membrane fuel cell stack[J]. Energy, 2022, 258: 124850.
- [18] AMIRI A, TANG S, STEINBERGER-WILCKENS R, et al. Evaluation of fuel diversity in solid oxide fuel cell system [J]. International journal of hydrogen energy, 2018, 43(52): 23475-23487.
- [19] WANG L, WANG L, LIAO C, et al. Research on multi-parameter evaluation of electric vehicle power battery consistency based on principal component analysis[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University (Science), 2018, 23: 711-720.
- [20] 黄瑞, 翁昕晨, 陈俊玄, 等. 氢燃料电池热管理测试系统开发和应用[J]. 实验技术与管理, 2022, 39(8): 83-89.

基金项目: 氢-柴油混合燃料船舶发动机研制(2022Z151)。

作者简介: 包敏杰(1998-), 男, 硕士研究生, 研究方向: 燃料电池热管理。

通讯作者: 黄瑞(1985-), 男, 高级实验师, 研究方向: 汽车及动力机械实验教学、汽车及动力机械试验技术。

收稿日期: 2023-09-15

基于 SiCp/Al 复合材料的铣削力研究

张贤让¹, 唐照芳²

(1. 北京航天控制仪器研究所, 北京 100089; 2. 北京兴华机械厂有限公司, 北京 100089)

摘要:建立了铝基碳化硅复合材料 (SiCp/Al) 的本构方程以及铝基碳化硅复合材料 (SiCp/Al) 的铣削力理论模型。通过实验探究切削参数对切削力的影响。研究表明:随着进给量、进给速度的增大,切削力也相应增大;随着主轴转速的升高,切削力有减小的趋势。

关键词:铝基碳化硅复合材料 铣削力 切削加工 铣削

中图分类号:TH142.3

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0034-08

Analysis of milling force of SiCp/Al composite material

ZHANG Xianrang, TANG Zhaofang

Abstract: This article establishes the constitutive equation of the aluminum-based silicon carbide composite material (SiCp/Al) and its milling force theoretical model, and explores the influence of cutting parameters on the cutting force through experiments. The results show that as the feed amount and the feed rate increase, the cutting force increases accordingly; as the spindle speed increases, the cutting force tends to decrease.

Keywords: aluminum-based silicon carbide composite material, milling force, cutting processing, milling

0 引言

新材料的发展状况已经成为评估一个国家工业化水平高低的重要指标之一^[1]。与传统材料相比,复合材料除了具有良好的综合性能,还能满足特定的使用环境。SiCp/Al 复合材料是一种应用十分广泛的金属基复合材料,具有比强度和比刚度高、热稳定性好、热膨胀系数低、质量小、耐腐蚀、耐磨损等良好的力学性能和物理性能,被广泛应用到航空航天、精密光学仪器、医疗器械等领域^[2]。在切削加工过程中, SiCp/Al 复合材料的变形机理不同于常规材料。经典切削理论不适用该材料的切削过程^[3-5]。加工过程中, SiC 颗粒与刀具表面发生摩擦, 刀具磨损严重, 影响加工质量。

为了使 SiCp/Al 复合材料具有更高的强度, 在制备过程中, 选用较高的体积分数和较大尺寸的 SiC 颗粒, 在相同的体积分数下, 其中的增强颗粒越小, 复合材料的屈服应力越大, 材料塑性越好, 材料强度越高^[6-9]。为了研究材料的加工性能, 需要研

究材料的力学特性, 建立 SiCp/Al 复合材料的本构模型。薛锡国^[10]用多种体积分数的 SiCp/6063Al 复合材料和 Al6063 做了准直角自由切削试验、分离式霍普金森压杆试验和准静态压缩试验, 并将实验结果进行拟合, 得出 Johnson-Cook 本构公式参数的数值。Bao 等^[11]建立了一个 SiCp/Al 复合材料在准静态下的本构模型(本构公式中包含了颗粒的形状和体积分数)。本文通过分离式霍普金森压杆试验计算 SiCp/Al 复合材料的本构方程。

在决定材料的加工性能因素中, 切削力占据重要地位, 它的大小直接影响表面质量以及加工精度, 甚至在一定程度上影响切削温度和刀具寿命。对 SiCp/Al 的切削加工性基础进行研究时, 主要研究了其切削力的特点并总结出误差较小的切削力经验公式。边卫亮等^[12]研究了用 PCD 刀具高速铣削 SiCp/Al 的切削力特性, 得出了切削用量对切削力大小的影响, 并且建立了充分考虑了各种加工因素的铣削力预测模型。Pramanik^[13]以 Merchant 模型为理论依据, 构造了 SiCp/Al 的切削力理论计算方

程,在切削 SiCp/Al 复合材料的实验中发现,随着进给量的增加,材料整体及铝基体的切削力都呈线性增加趋势。Jeyakumar S 等^[14]对 SiCp/Al 复合材料进行了铣削,研究了切削参数以及刀尖半径对铣削力的影响,得出了铣削力随切削参数变化的趋势。并通过表面响应法建立了切削力预测模型,通过实验验证,该模型能对切削力进行准确预测。

基于上述分析,本文通过建立 SiCp/Al 复合材料的本构方程,及铣削过程中考虑到 SiC 颗粒的情况下,总结出复合材料切削力的理论计算公式,并通过实验研究切削力与切削参数之间的关系。

1 SiCp/Al 复合材料的本构方程

1.1 轴线度量单位晶胞模型

Li 等人^[15]通过轴线度量单位晶胞模型进行数值模拟,将复合材料中的增强颗粒简化为弹性椭圆,研究了体积分数为 20% 复合材料的流动应力-应变曲线,获得了包括增强颗粒形状、应变、应变率和体积分数的本构方程,如式(1)所示。

$$\bar{\sigma}(f, \bar{\varepsilon}, \dot{\bar{\varepsilon}}) = \sigma_0(\bar{\varepsilon})g(f) \left[1 + \left(\frac{\dot{\bar{\varepsilon}}}{\varepsilon_0} \right)^k \right] \quad (1)$$

式中: $\bar{\sigma}$ 表示复合材料应力; f 表示 SiC 的体积分数; $\bar{\varepsilon}$ 表示复合材料在压缩过程中的塑性应变; $\dot{\bar{\varepsilon}}$ 表示复合材料在压缩过程中的应变率; $\sigma_0(\bar{\varepsilon})$ 表示铝合金基体材料准静态下的应力-应变函数; $g(f)$ 表示颗粒的形状参数,其数值与体积分数有关,如式(2):

$$g(f) = 1 + a_1 f + b_1 f^2 + c_1 f^3 \quad (2)$$

式中: a_1, b_1, c_1 取决于增强颗粒的形状,其数值如表 1 所示。

表 1 a_1, b_1, c_1 的值

颗粒形状	a_1	b_1	c_1
球形	1.08	-4.36	18.99
圆柱形	0.83	4.10	18.92

使用此本构方程,计算 45% -SiCp/Al 复合材料的应力应变曲线,与理论值相差较大,因此不能直接应用此方程计算 45% -SiCp/Al 复合材料的应力应变曲线。

1.2 SiCp/Al 复合材料本构方程

基于有效介质近似(EMA)方法已成功用于模拟微米级第二相颗粒增强的金属基复合材料塑性变形时的力学性能,本文采用改进的(EMA)^[16]公式预测体积分数为 45% -SiCp/Al 复合材料屈服点后的应力-应变曲线,如式(3)所示。

$$\begin{cases} \sigma = \frac{3k^m + 4u^{ms}}{3k^* + 4u^{ms}} \frac{k^m}{k^*} \sigma_m \\ \varepsilon = \frac{3k^* + 4u^{ms}}{3k^m + 4u^{ms}} \varepsilon_m \end{cases} \quad (3)$$

式中: σ_m 和 ε_m 分别表示基体材料的应力和应变。

k^* 通过公式(4)得出:

$$\begin{cases} \frac{k^* - k^m}{3k^* + 4u^{ms}} = f \frac{k^p - k^m}{3k^p + 4u^{ms}} \\ \frac{u^* - u^{ms}}{u^* + y^s} = f \frac{u^p - u^{ms}}{u^p + y^s} \end{cases} \quad (4)$$

式中: k^* 表示复合材料正割体积模量; u^* 表示剪切模量; k^m 是金属基体的割线模量; u^{ms} 表示剪切模量; k^p 为粒子的弹性体积; u^p 表示剪切模量; f 为体积分数; y^s 如式(5)。

$$y^s = \frac{u^{ms}(9k^m + 8u^{ms})}{6(k^m + 2u^{ms})} \quad (5)$$

式中:基体材料的剪切模量如式(6)所示。

$$u^{ms} = \frac{E^{ms}}{3 - E^{ms}/3k^m} \quad (6)$$

式中: E^{ms} 的公式如式(7)。

$$E^{ms} = \frac{E^m}{1 + \alpha_0 \left(\frac{\sigma^m}{\sigma_0^m} \right)^{\frac{n_1}{1-n_1}}} \quad (7)$$

式中: α_0 为无量纲常数, σ_0^m 为 Al 基体的屈服强度, n_1 指应变硬化指数。

最终得到 45% - SiCp/Al 复合材料的本构方程,如式(8)所示。

$$\begin{cases} \sigma_f = E_1 \varepsilon \\ E_1 = f E_p \left[1 - \frac{E_p - E_0}{E_p} \cdot \frac{\tanh(\sqrt{t} c)}{\sqrt{t} c} \right] + (1-f) E_m \end{cases} \quad (\varepsilon \leq 0.025)$$

$$\begin{cases} \sigma_f = \frac{3k^m + 4u^{ms}}{3k^* + 4u^{ms}} \frac{k^*}{k^m} (a \varepsilon_m + b) \sigma_m \\ \varepsilon = \frac{3k^m + 4u^{ms}}{3k^* + 4u^{ms}} \varepsilon_m \end{cases} \quad (\varepsilon \geq 0.025)$$

(8)

2 SiCp/Al 复合材料铣削过程中铣削力理论

铣削力的力学模型最早由 Sabbirwaal 提出,该模型假设铣削力和铣削截面呈线性关系,而工件材料和加工过程条件作为影响线性关系的主要因素。根据力学模型可知,铣削刃上受到的所有铣削力总和是立铣刀承受的总铣削力。设 p 为铣削刃上的随机点,则径向滞后角公式和齿间角公式分别如式(9)、式(10)所示。

$$\psi(z) = \frac{2z}{D} \tan \beta \phi_p \quad (9)$$

$$\phi_p = \frac{2\pi}{N_t} \quad (10)$$

式中: z 为轴线铣削深度; β 为螺旋角; D 为刀具直径; N_t 为铣削刃个数。

根据齿间角得出径向接触角和铣削刃上瞬时切削厚度的公式,分别为式(11)和式(12)。

$$\phi_j(z) = \phi + \sum_{j=1}^{N_t} \phi_p - \psi(z) \quad (11)$$

$$h(\phi_j) = f_i \sin(\phi_j) g(\phi_j) \quad (12)$$

其中,判断铣削过程中的铣削刃是否与工件接触时的公式为式(13)。

$$g(\phi_j) = \begin{cases} 1 \rightarrow \phi_{st} < \phi_j < \phi_{ex} \\ 0 \rightarrow \phi_j < \phi_{st} \text{ 或 } \phi_j > \phi_{ex} \end{cases} \quad (13)$$

式中: ϕ 为首个铣削刃与工件接触时的参考接触角; $\phi_j(z)$ 为径向接触角; $h(\phi_j)$ 为铣削刃瞬时切削厚度; f_i 为每齿进给量; $g(\phi_j)$ 为单位阶跃函数。铣削过程中,顺铣和逆铣所形成的切入角和切出角是不同的,顺铣和逆铣的公式分别为式(14)和式(15)。

$$\phi_{st} = 0, \phi_{ex} = \arccos(1 - 2d_r/D) \quad (14)$$

$$\phi_{st} \arccos(1 - 2d_r/D), \phi_{ex} = \pi \quad (15)$$

式中, ϕ_{st} 为切入角, ϕ_{ex} 为切出角。

根据上式得出铣削刃上第 j 个瞬时点上的铣削力公式,如式(16)。

$$\begin{aligned} dF_{ij} &= K_i(h) h(\phi_j) dz \\ dF_{rj} &= K_r(h) h(\phi_j) dz \\ dF_{aj} &= K_a(h) h(\phi_j) dz \end{aligned} \quad (16)$$

式中: t 、 r 、 a —铣削力系数; dz —轴向切削微元。

将微元铣削力进行坐标变换和沿铣削刃参与铣削点进行积分,可得立铣刀上的各个方向的切削分

力公式,如式(17)。

$$\begin{aligned} F_x(\phi) &= \sum_{j=1}^{N_t} F_{x,j}[\phi(z)] \\ F_y(\phi) &= \sum_{j=1}^{N_t} F_{y,j}[\phi(z)] \\ F_z(\phi) &= \sum_{j=1}^{N_t} F_{z,j}[\phi(z)] \end{aligned} \quad (17)$$

3 SiCp/Al 复合材料铣削实验

3.1 实验条件

实验机床:采用 QP640-L 高速立式综合加工机床。如图 1 所示。



图 1 高速立式综合加工机床

其参数如表 2 所示。

表 2 加工参数

名 称	QP640-L
工作台负载	250kg
快移速度(X/Y/Z)	48/48/60/(m/min)
主轴转速	12000rpm(Opt. 20000rpm)
主轴功率	5.5kW/3.7HP
主轴端锥度	BT30

工件材料:颗粒体积分数为 40% 的 SiCp/Al 复合材料。如图 2 所示。

刀具:PCD 双刃金刚石铣刀。

切削力测量仪:本次实验采用的是三向切削力测试计。测力计固定式多分量测力计,该测力计在三个

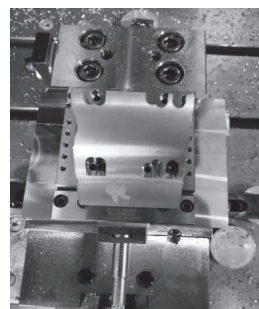


图 2 SiCp/Al 复合材料

方向均可获得超过 6 kHz 的固有频率,其灵敏度是传统测力计的 3 倍。其技术参数如表 3 所示。

表 3 测力计技术参数(9119AA1)

项 目	参 数
测量范围/kN: F_x, F_z, F_y	-4 ~ 4
灵敏度/(pC/N): F_x, F_z	≈ -26
F_y	≈ -13
固有频率/kHz:	
$f_n(x)$	≈ 6.0
$F_n(y)$	≈ 6.4
$F_n(z)$	≈ 6.3

电荷放大器采用高端多通道电荷放大器。其性能优异,能够进行各种精密测量。其主要技术参数如表 4 所示。

表 4 主要技术参数(5080A)

项 目	参 数
通道数	8
测量范围/pC	$\pm 2 \sim 2200000$
频率范围/kHz	0 ~ 200
输出信号/V	$\pm 10/-8 \sim 10$
电源:	
VAC	100 ~ 240
VDC	11 ~ 36
接口	RS232C/USB2.0

数据采集采用多通道数据采集系统,该系统最大可以提供 1 MHz 的速度采集模拟信号。其技术参数如表 5 所示。

表 5 数据采集技术参数(5697A)

项 目	参 数
通道数	28
分辨率/Bits	16
最大采样率	
单通道/(kS/s)	1000
8 通道/(kS/s)	125
16 通道/(kS/s)	62.5

3.2 实验方案

切削力是机械切削加工中的一个重要因素,直接影响工件的加工精度、生产效率和生产成本等。切削力的来源主要有两个方面:一是切削层金属、切屑和工件表层金属的弹塑性变形所产生的力;二是刀具与切屑、工件表面间的摩擦阻力。影响切削力

的因素有很多,切削用量、刀具几何参数、刀具磨损状况、刀具材料等对切削力有较大的影响。

切削力实验的目的是研究铝基复合材料在铣削过程中切削参数对切削力的影响。利用三向测力仪,对切削力数值进行采集。完成切削力单因素实验,研究主轴转速、切削速度、进给量对切削力的影响。设计实验表如表 3~表 5 所示。

表 6 切削力实验设计表

序号	切削方式	主轴转速 /rpm	进给速度 /(m/min)	进给量 /mm
1	逆铣	2000	600	0.05
2				0.1
3				0.2
4				0.3
5				0.4
6				0.5
7		3000	200	0.05
8			300	
9			400	
10			500	
11			600	
12		4000	300	0.2
13			400	
14			500	
15			600	
16		4000	600	0.05
17				0.1
18				0.2
19				0.3
20				0.4
21				0.5

3.3 实验结果

实验数据采集结果示意图如图 3 所示。灰色为 X 方向的切削力数据采集,白色为 Y 方向的切削力数据采集,黑色为 Z 方向的切削力数据采集。

为了更直观地分析各个方向的切削力,将每个方向的切削力单独分离出来,进行分析,其结果如图 4 所示。

由于铣削过程是非连续切削过程,切削力采集有浮动。因此为了更直观地分析切削力,选取切削力信号的均方根值作为切削力的实验值,对切削力的具体值进行量化。

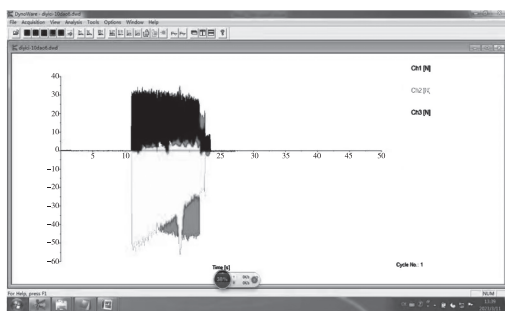


图3 数据采集界面

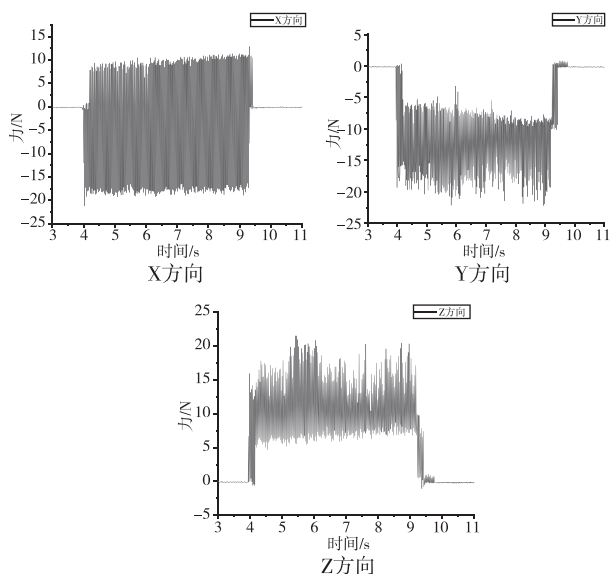


图4 单个方向切削力

$$F = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |x_n|^2} \quad (18)$$

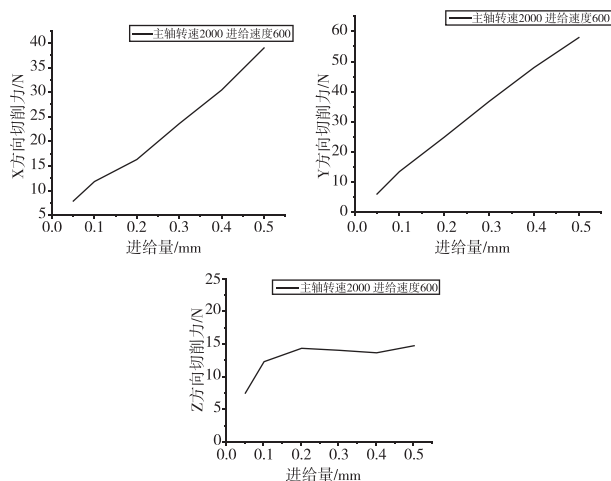
式中: F —第 n 个切削力值; N —切削力的个数。

主轴转速 2000 rpm, 进给速度 600 mm/min, 不同进给量的切削力具体值量化后的数值见表 7。

表7 主轴转速 2000rpm, 进给速度 600mm/min, 不同进给量的切削力

进给量 /mm	X 方向切削力 /N	Y 方向切削力 /N	Z 方向切削力 /N
0.05	7.859	6.063	7.152
0.1	11.821	13.509	11.955
0.2	16.316	24.938	13.997
0.3	23.595	36.789	13.692
0.4	30.436	48.007	13.31
0.5	38.989	57.963	14.394

X、Y、Z 三个方向的切削力与进给量的关系如图 5 所示。



注: 主轴转速 2000rpm, 进给速度 600mm/min。

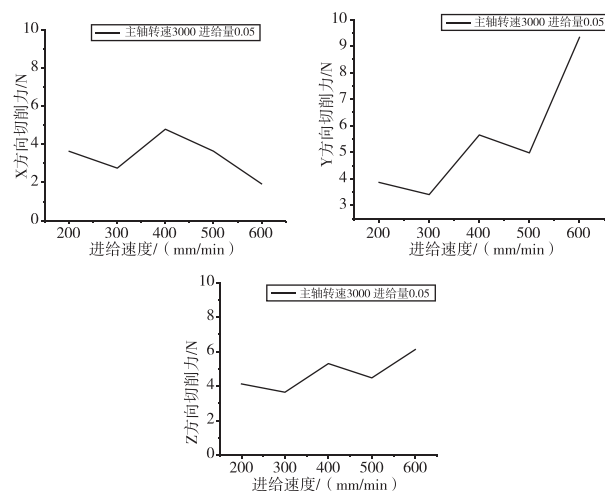
图5 切削力与进给量的关系

主轴转速 3000 rpm, 进给量 0.05 mm, 不同进给速度的切削力具体值量化后的数值如表 8 所示。

表8 主轴转速 3000rpm, 进给量 0.05mm, 不同进给速度的切削力

进给速度 /(mm/min)	X 方向切削力 /N	Y 方向切削力 /N	Z 方向切削力 /N
200	3.627	3.867	4.128
300	2.747	3.408	3.648
400	4.784	5.654	5.308
500	3.637	4.978	4.478
600	1.927	9.329	6.122

X、Y、Z 三个方向的切削力与进给速度的关系如图 6 所示。



注: 主轴转速 3000rpm, 进给量 0.05mm。

图6 切削力与进给速度的关系

主轴转速 4000 rpm,进给速度 0.2 mm,不同进给速度的切削力具体值量化后的数值见表 9。

表 9 主轴转速 4000rpm,进给速度 0.2mm,不同进给速度的切削力

进给速度 /(mm/min)	X 方向切削力 /N	Y 方向切削力 /N	Z 方向切削力 /N
300	6.469	7.522	3.042
400	9.219	8.293	5.343
500	9.766	7.353	4.834
600	10.758	14.427	7.778

X、Y、Z 三个方向的切削力与进给速度的关系如图 7 所示。

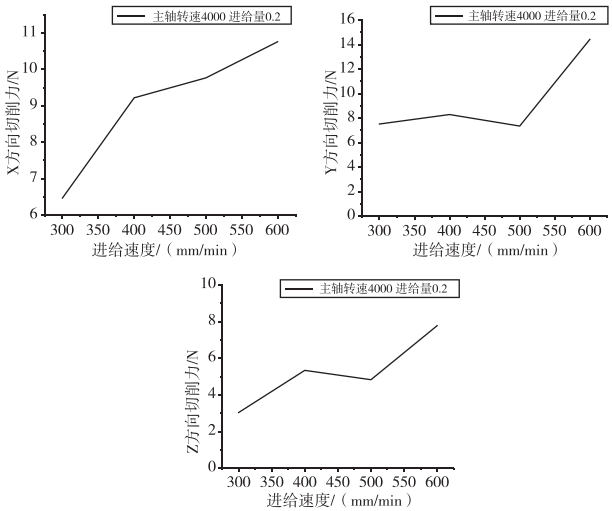


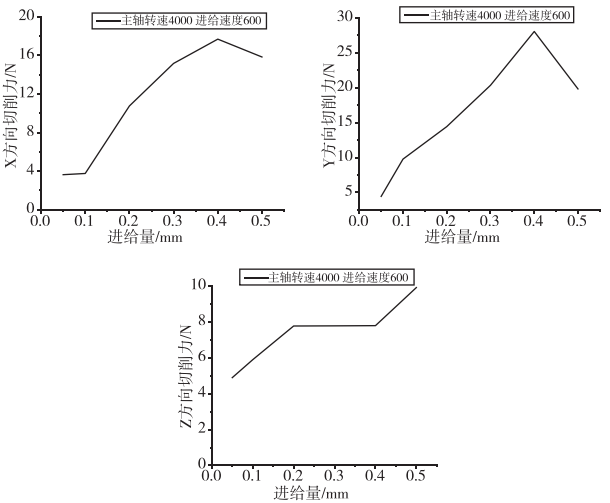
图 7 主轴转速 4000rpm,进给量 0.2mm,不同进给速度的切削力

主轴转速 4000 rpm,进给速度 600 mm/min,不同进给量的切削力具体值量化后的数值见表 10。

表 10 主轴转速 4000rpm,进给速度 600mm/min,不同进给量的切削力

进给量 /mm	X 方向切削力 /N	Y 方向切削力 /N	Z 方向切削力 /N
0.05	3.636	4.434	4.899
0.1	3.758	9.779	5.897
0.2	10.758	14.427	7.778
0.3	15.169	20.344	7.786
0.4	17.686	28.045	7.798
0.5	15.832	19.823	9.923

X、Y、Z 三个方向的切削力与进给量的关系如图 8 所示。



注:主轴转速 4000rpm,进给速度 600mm/min。

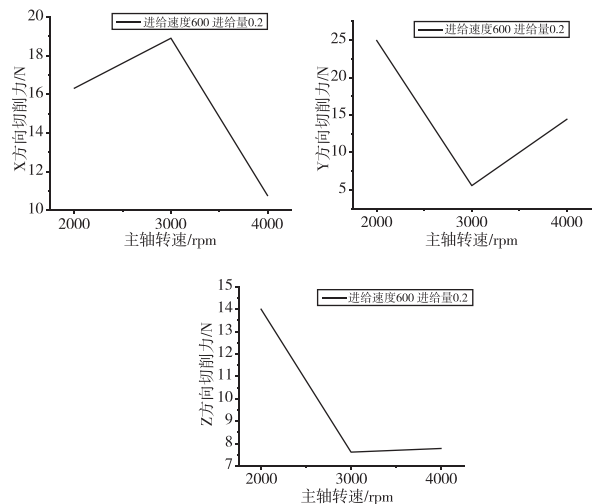
图 8 不同进给量与切削力的关系

进给速度 600 mm/min,进给量 0.2 mm,不同主轴转速的切削力具体值量化后的数值见表 11。

表 11 进给速度 600mm/min,进给量 0.2mm,不同主轴转速的切削力

主轴转速 /rpm	X 方向切削力 /N	Y 方向切削力 /N	Z 方向切削力 /N
2000	16.316	24.938	13.997
3000	18.904	5.568	7.616
4000	10.758	14.427	7.778

X、Y、Z 三个方向的切削力与主轴转速的关系如图 9 所示。



注:进给速度 600mm/min,进给量 0.2mm。

图 9 切削力与主轴转速的关系

进给量分别为 0.05 mm、0.1 mm、0.2 mm、0.3 mm、0.4 mm、0.5 mm。进给速度 600 mm/min, 主轴转速 2000 rpm 和 4000 rpm 的切削力具体值量化后的数值见表 12。

表 12 相同进给量, 相同进给速度, 不同主轴转速的切削力对比

主轴转速	进给量	X 方向切削力	Y 方向切削力	Z 方向切削力
/rpm	/mm	/N	/N	/N
2000	0.05	7.859	6.063	7.152
	0.1	11.821	13.509	11.955
	0.2	16.316	24.938	13.997
	0.3	23.595	36.789	13.692
	0.4	30.436	48.007	13.31
	0.5	38.989	57.963	14.394
4000	0.05	3.636	4.434	4.899
	0.1	3.758	9.779	5.897
	0.2	10.758	14.427	7.778
	0.3	15.169	20.344	7.786
	0.4	17.686	28.045	7.798
	0.5	15.832	19.823	9.923

在进给速度 600 mm/min, 主轴转速分别为 2000 rpm 和 4000 rpm, 进给量分别为 0.05 mm、0.1 mm、0.2 mm、0.3 mm、0.4 mm、0.5 mm, 进行切削力对比分析, 其对比图如图 10 所示。

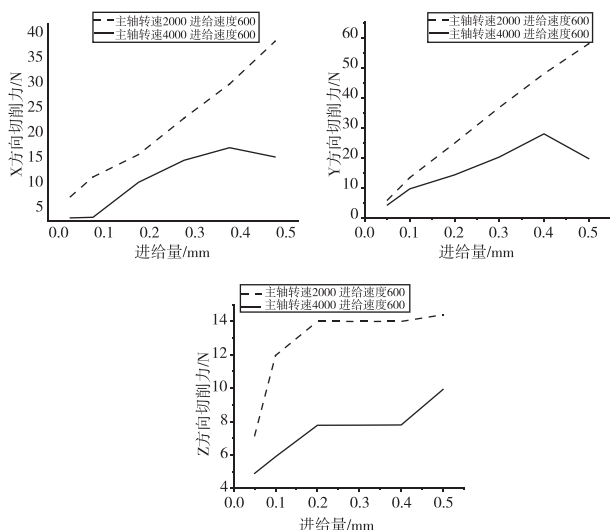


图 10 相同进给量, 相同进给速度, 不同主轴转速切削力对比

4 结论

本文主要研究的是 SiCp/Al 复合材料在铣削过

程中, 不同切削参数对切削力的影响, 并开展了 SiCp/Al 复合材料的本构关系的理论分析, 以及切削力的理论分析。利用三向测力仪对 SiCp/Al 复合材料在铣削过程中的切削力进行采集与分析, 其主要结论如下:

1) 在主轴转速和进给速度不变时, 切削力随着进给量的增大而增大。

2) 在主轴转速和进给量不变时, 切削力随着进给速度的增大有增大的趋势。

3) 在进给速度和进给量确定时, 切削力随着主轴转速的增大有减小趋势。

参考文献

- [1] 王贝贝. 颗粒增强型金属基复合材料 SiCp/Al 的仿真与实验研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [2] SHIN Y C, DANDEKAR C. Mechanics and modeling of chip formation in machining of MMC[M]//Machining of metal matrix composites. London: Springer, 2012: 1-49.
- [3] 丛鹏泉, 解丽静, 彭松. PCD 刀具高速铣削高体积分数的 SiCp/Al 复合材料实验研究[J]. 新技术新工艺, 2015 (6): 138-142.
- [4] GUO X, GUO Q, LI Z, et al. Interfacial strength and deformation mechanism of SiC-Al composite micro-pillars[J]. Scripta materialia, 2016, 114: 56-59.
- [5] 丛鹏泉. PCD 刀具高速铣削 SiCp/Al 复合材料理论和试验研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [6] 郑伟. SiCp/Al 复合材料超声振动磨削材料去除及表面质量研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- [7] 赵永华. SiCp/Al 复合材料切削过程仿真与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [8] 齐小乐. SiCp/Al 颗粒增强复合材料切削加工有限元模拟及实验研究[D]. 天津: 天津职业技术师范大学, 2020.
- [9] KAN Y, LIU Z G, ZHANG S H, et al. Microstructure-based numerical simulation of the tensile behavior of SiC/Al composites[J]. Journal of materials engineering and performance, 2014, 23(3): 1069-1076.
- [10] 薛锡国. SiCp/Al 复合材料三维铣削仿真基础问题研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [11] BAO G, HUTCHINSON J W, MCMECKING R M. Particle reinforcement of ductile matrices against plastic and creep[J]. Acta metallurgica et materialia, 1991, 39(8): 1871-1882.

高压空气电磁阀电磁特性研究

伍奕阳¹, 慕丽^{1▲}, 唐昊²

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

摘要:以自主设计的高压空气电磁阀为研究对象,建立了电磁阀在不同条件下的数学模型,并基于 ANSYS Maxwell 软件对其进行参数化分析,研究了电磁阀电磁铁组件的隔磁环位置、衔铁长度及直径等关键结构参数对其动、静态性能的影响。通过电磁阀测试系统,对结构优化后的电磁阀试验件进行动、静态性能测试。根据仿真与试验结果对比分析,验证了电磁阀电磁铁组件仿真模型的正确性和可行性,提高了所设计电磁阀的动静态性能,为高压空气电磁阀高精度控制系统设计提供参考。

关键词:电磁阀 ANSYS Maxwell 动静态性能 测试系统

中图分类号:TH138

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0041-07

Research on electromagnetic characteristics of high-pressure air solenoid valve

WU Yiyang, MU Li, TANG Hao

Abstract: Taking the self-designed high-pressure air solenoid valve as the research object, the mathematical model of the solenoid valve under different conditions was established, and the parametric analysis was carried out based on ANSYS Maxwell software. The influence of the key structural parameters, such as the position of the magnetic isolation ring, the length and diameter of the armature, etc., on the dynamic and static performance of the solenoid valve was studied. Then, based on the solenoid valve test system, the dynamic and static performance of the optimized solenoid valve was tested. Through comparison of the simulation and test results, the correctness and feasibility of the simulation model of the solenoid valve electromagnet assembly were verified. The dynamic and static performance of the designed solenoid valve is improved, which provides reference for the design of the high-precision control system of the high-pressure air solenoid valve.

Keywords: solenoid valve, ANSYS Maxwell, dynamic and static performance, test system

[12] 边卫亮,傅玉灿,徐九华. SiCp/Al 复合材料高速铣削切削力模型建立[J]. 航空制造技术, 2012(3): 92-95.

[13] PRAMANIK A, ZHANG L C, ARSECULARATNE J A. An FEM investigation into the behavior of metal matrix composites: tool-particle interaction during orthogonal cutting[J]. Int j mach tool manu, 2007, 47(10): 1497-1506.

[14] JEYAKUMAR S, MARIMUTHU K, RAMACHANDRAN T. Prediction of cutting force, tool wear and surface roughness of Al6061/SiC composite for end milling operations using RSM[J]. Journal of mechanical science & technology, 2013, 27(9): 2813-2822.

[15] LI Y, RAMESH K T. Influence of particle volume frac-

tion, shape and aspect ratio on the behavior of particle-reinforced metal-matrix composites at high rates of strain [J]. Acta materialia, 1998, 46(16): 5633-5646.

[16] WILKINSON D, MAIRE E, EMBURY D. The role of heterogeneity on the flow and fracture of two-phase materials[J]. Materials science and engineering A, 1997, 233: 145-154.

作者简介:张贤让,男,硕士,专业:机械工程,职称:工程师,研究方向:精密与高精密切削。
唐照芳,女,本科,专业:机械制造,职称:高级工程师,研究方向:精密与高精密切削。

收稿日期:2023-11-21

0 引言

在科学技术水平和生产力不断提高的时代,电磁阀的出现推动了交通运输、医疗设备、航空航天等多个领域的发展^[1]。电磁阀作为自动化仪表中执行器的一大分支,是一种受指令信号控制使电磁线圈通电或断电并利用电磁吸力完成启闭动作的自动控制阀门,由于其具有体积小、动作灵敏、性能可靠、便于与计算机连接等优点,在陆装、航天及航空等军工领域获得广泛运用。传统的中、低压阀件国内外市场均处于饱和状态,各阀件制造厂家均迫切需要对阀件技术进行更新换代,阀件的技术延伸方向一般为:高压、高可靠性及高应用范围等。

电磁阀具有复杂的瞬变耦合系统^[2]。利用传统的经验公式计算阀体的各项指标,在通过大量的试验验证,不仅大大增加了成本,而且延长了研发周期,降低了效率。即使满足了各项指标,也很难对其同类型产品的技术参数起到借鉴作用。但随着计算机仿真计算能力和有限单元法的不断完善,专业仿真软件的使用已成为各个公司在产品研发中必不可少的一环^[3]。

电磁阀涉及电路、磁场、机械、气压等多个物理量学科,受到多种非确定性因素的影响,其中电磁阀本身的结构参数对其工作性能的影响尤为重要。本文采用 ANSYS Maxwell 电磁仿真软件,主要研究阀体结构参数对其电磁力和响应时间的影响^[4]。对于电磁阀的性能改善和结构优化具有一定的指导意义。

1 电磁阀的结构及工作原理

当前,电磁阀的发展方向及概况为向缩小体积、节约材料、减轻重量、降低耗电量、提高寿命及提高可靠性等方面发展^[5]。

自主设计的两位三通双向控制高压空气电磁阀产品的结构原理图如图 1 所示,主要由电插头组件、电磁铁组件(包括连接支架、线圈、活动衔铁、铁芯、端盖、电磁铁外壳、隔磁环、回位弹簧等)、气压功能组件三部分组成。

当电插头组件接通电源时,电磁铁组件中线圈产生磁通使活动衔铁产生电磁力。在电磁力的作用

下,活动衔铁克服弹簧力和气压力并推动顶杆,使气压功能组件中通气活门关闭。从而控制气压功能主件中进气口关闭;当电插头组件断开电源时,电磁铁组件中磁通消失,电磁力消失。在弹簧力和气压力的作用下,推杆复位,气压功能组件中通气活门关闭,从而控制气压功能主件中进气口开启,使气体流向排气口。

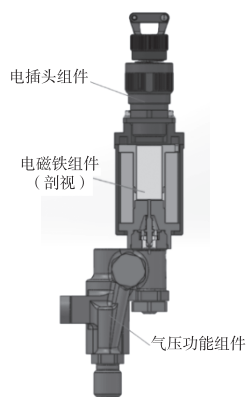


图1 高压空气电磁阀结构原理图

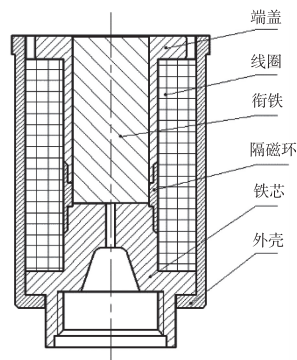


图2 电磁铁组件结构原理图

2 数学模型

电磁阀是电磁、机械及气压的耦合体,在电磁、机械及气压的相互作用下,其电磁阀得以正常工作。而磁场是将电能转化为机械能的耦合媒介,空气高压电磁阀的动态过程遵循电压平衡方程、麦克斯方程及达朗贝尔运动方程^[6]。其中温度变换引起较小的电阻值,可忽略不计。

2.1 电路模型

电磁线圈的电路数学模型:

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

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

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

式中: U —线圈电压, V ; i —线圈内部电流, A ; λ —通

过线圈的磁链, Wb ; R —电路的等效电阻, Ω ; R_{mz} —总磁阻, Ω ; R_δ —工作气隙磁阻, Ω ; R_n —非工作气隙磁阻, Ω ; R_m —磁性材料磁阻, Ω ; L —线圈电感, H ; N —线圈匝数。

2.2 磁路模型

根据基尔霍夫磁路定理,可得出磁路计算模型,即

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

式中: Φ_δ —线圈磁通, Wb ; R_δ —工作气隙磁阻, A/Wb ; R_f —非工作气隙磁阻, A/Wb ; R_m —磁性材料磁阻, A/Wb 。

2.3 运动方程

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

式中: m —衔铁质量, kg ; x —衔铁位移, m ; F_δ —电磁力, N ; F_v —弹簧弹力, N ; F_t —气压力, N ; F_{mf} —气体密封力, N 。

3 基于 ANSYS Maxwell 的电磁场仿真

本文基于专业电磁场仿真软件 ANSYS Maxwell 对高压空气电磁阀的电磁铁组件进行动、静态特性仿真。首先进行电磁场的有限元模型的建立,电磁铁组件采用 2D 轴对称模型,如图 3 所示,该二维模型能够直观地反映三维情况,能够有效减少计算量,提高仿真效率。模型建立后,还需要定义材料属性、激励源、边界条件等求解条件。在求解器中定义工作气隙、安匝数及电压等变量参数计算,选择电磁力、磁力线、磁感强度等参数作为求解对象^[7]。

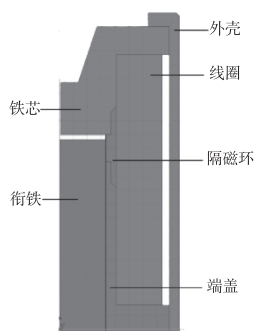


图3 电磁铁组件的二维模型

3.1 ANSYS Maxwell 电磁阀静态仿真

电磁阀的静态特性指在稳定、静止的工作条件下,电磁铁组件的一些基本电磁参数和性质。实际工程设计中,常被用来描述电磁铁在静态条件下的吸力特性,即磁性物质的吸引力程度。影响电磁铁组件静态特性的主要因素包括磁感应强度、材料特性、工作间隙、电磁铁自身结构等,研究这些因素对于

选择合适的电磁铁组件以满足特定吸附需求具有重要意义^[8]。

3.1.1 隔磁环位置对电磁阀静态性能的影响

为研究隔磁环位置对电磁阀静态性能的影响,改变铁芯和端盖的结构,模拟隔磁环位置的变化,如图 4 所示。以隔磁环上端面的初始计算位置作为参考点(向下为负,向上为正),设定隔磁环上端面由 -2 mm 到 $+2\text{ mm}$ 变化。

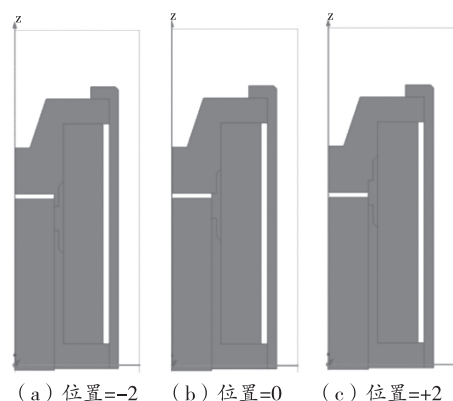


图4 不同隔磁环位置示意图

仿真结果如图 5 所示,隔磁环位置在参考点上端为 $+2\text{ mm}$ 、 $+1\text{ mm}$ 处时,初始位置的电磁力几乎没有变化;但是从参考点处,即 0 mm 位置开始,初始位置的电磁力呈下降趋势,尤其当隔磁环上端面位置为参考点下端 -2 mm 处时,其下降幅度最为明显。由电磁场理论可知,当隔磁环位置低于参考点时,其电磁力严重损耗;当隔磁环位置高于参考点时,电磁力就会增大,但并非越往上越好,当超过一定值后,电磁力将基本不变。

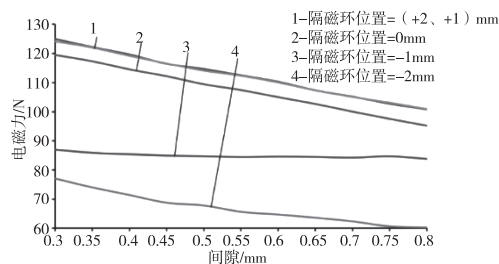


图5 不同隔磁环位置对电磁力的影响曲线

3.1.2 衔铁长度对电磁阀静态性能的影响

为研究隔磁环位置对电磁阀静态性能的影响,将衔铁下端设为变量,从而使衔铁长度发生变化。

变化范围为初始模型的-3 ~ +3 mm,所以仿真衔铁长度变化为 25 ~ 31 mm,不同衔铁长度位置如图 6 所示。

仿真结果如图 7 所示,当衔铁长度在 28 ~ 31 mm 之间变化时,电磁铁组件的电磁力的变化不大;但是当衔铁长度为 25 ~ 28 mm

之间变化时,电磁铁组件电磁力变化较大,并且随着衔铁长度的减小,对应的电磁力也随之减小。

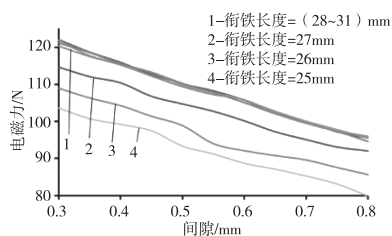


图 7 不同衔铁长度对电磁力的影响曲线

3.1.3 衔铁直径对电磁阀静态性能的影响

采用和改变衔铁长度同样的方法,将衔铁左端面设为变量,使衔铁直径在 10 ~ 13 mm 的范围内变化,并以此为变量进行静态特性仿真。由仿真结果可知,当衔铁直径增加时,在这一位置上所产生的电磁力也会增加。这主要是因为衔铁直径的增加,使得衔铁横截面面积增加,从而增加了通过衔铁的磁力线密度,降低了衔铁的磁阻。仿真曲线如图 8 所示。

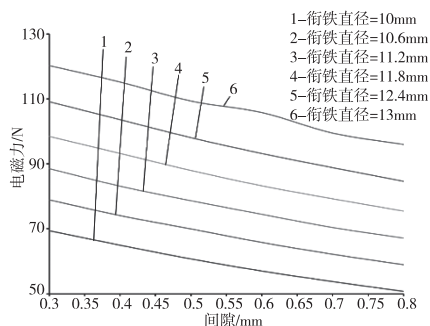


图 8 不同衔铁直径对电磁力的影响曲线

3.2 ANSYS Maxwell 电磁阀动态仿真

电磁铁组件的动态特性指从接通电源开始到电流达到稳定这一过程中,电磁铁组件的性能参数随时间的变化。其中比较重要的参数为电磁铁组件的电流、衔铁位移和电磁力。通过合理的电磁铁组件设计和控制电源的电流波形,可以优化电磁铁组件在动态工作条件下的性能,来满足各种使用需求。对于 Maxwell 瞬态仿真,采用的激励由外部电路提供,脉冲电压各参数含义见图 9,参数设置见表 1。

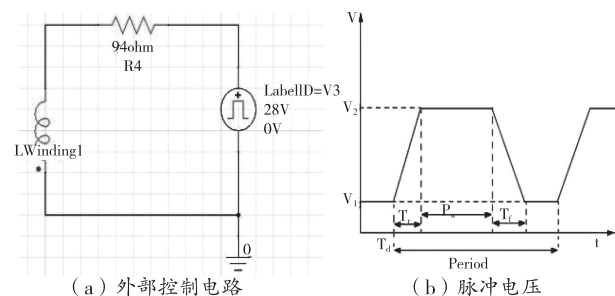


图 9 外部控制电路及脉冲电压

表 1 ANSYS Maxwell 仿真参数

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

3.2.1 隔磁环位置对电磁阀动态性能的影响

当衔铁与铁芯之间的间隙减小到一定程度时,电流开始减小,一直减小到衔铁与铁芯吸合。在衔铁未吸合时,电磁力会随着上端隔磁角的减小而减小。这是由于在闭合磁路内,上端隔磁角越小就越不利于磁通传导,使衔铁中的磁通量减小^[9]。此时气隙的磁阻也会减小,导致衔铁的运动速度增加、吸合效率提升,缩短了吸合时间,产生了图 10(c)的现象。当衔铁吸合后,电磁铁组件的电磁力和电流会继续增加直至稳定。

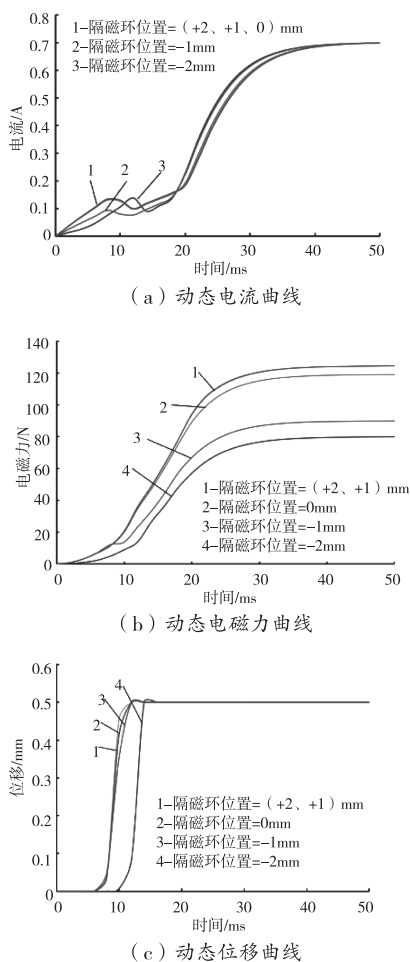


图10 不同隔磁环位置的动态特性曲线

3.2.2 衔铁长度对电磁阀性能的影响

由图11可知,在衔铁吸合之前,衔铁长度变化对电流和电磁力的影响可以忽略不计。但吸合之后,衔铁长度的增加,会导致电磁力的增大,也会影响到吸合的时间。这种现象产生的原因是衔铁长度的改变会导致磁路磁阻发生变化。

当衔铁长度足够短且衔铁处于吸合过程时,衔铁下端面与端盖的下端面距离增大,电磁力会大幅减小。又因为衔铁长度的变化引起了衔铁质量的变化,衔铁长度增加的过程中,增加的电磁力与增加的衔铁质量作用方向相反,存在非线性变化。因此,衔铁速度变化较小,反过来引起电流的变化也较小。

3.2.3 衔铁直径对电磁阀性能的影响

由图12可知,随着衔铁直径的增加,衔铁的吸合速度是减小的。这是由于衔铁在完成吸合之前,

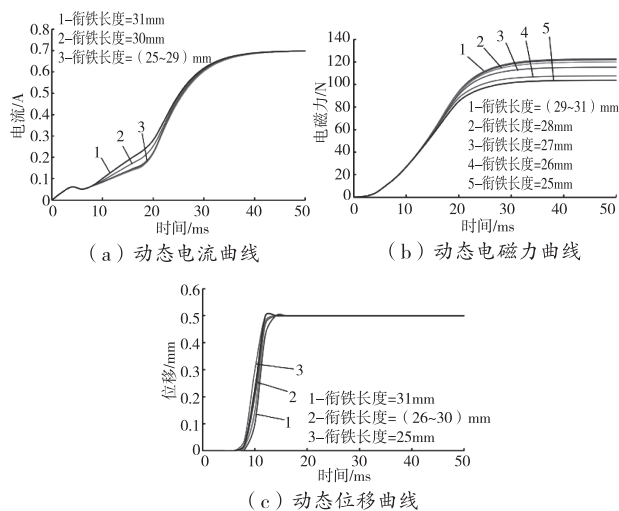


图11 不同衔铁长度的动态特性曲线

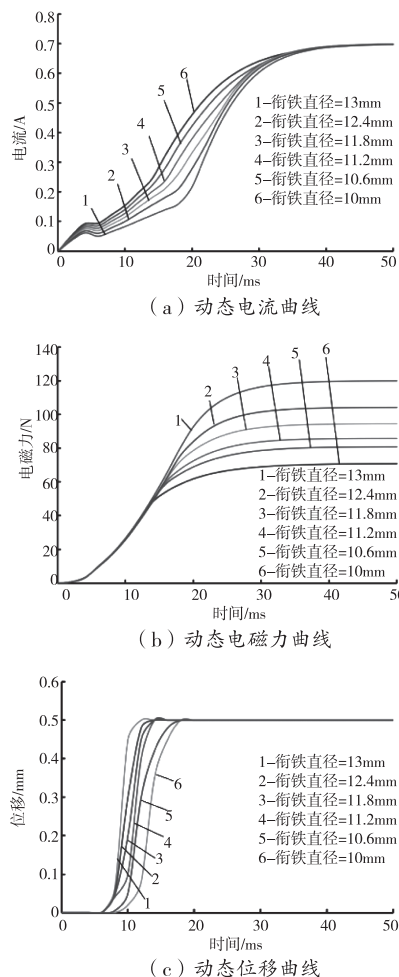


图12 不同衔铁直径的动态特性曲线

线圈产生的电流并不大,即使衔铁直径为最小值时,

衔铁的磁感应强度也没有达到磁饱和的状态。衔铁直径的增加,意味着电磁铁组件中导磁体横截面积扩大,导磁材料增加。此时电感会随之增大,所以其位置所在的电流会逐渐降低,进而减少了同一位置的电磁力,于是就出现了吸合时间随电磁力减少而增加的现象。当衔铁吸合之后,电流不断增加,直到达到稳定值。在这个过程中,衔铁直径越小,越容易趋近磁饱和,所以电磁力随着衔铁直径的增加而增加。

4 试验验证及分析

4.1 试验系统及原理

为了验证 ANSYS Maxwell 有限元对电磁阀特性求解的正确性,进行电磁阀吸力及动态响应试验。将仿真分析得到的最优结构参数生产为电磁阀试验件,使用其中的电磁铁组件进行性能试验,如图 13 所示。

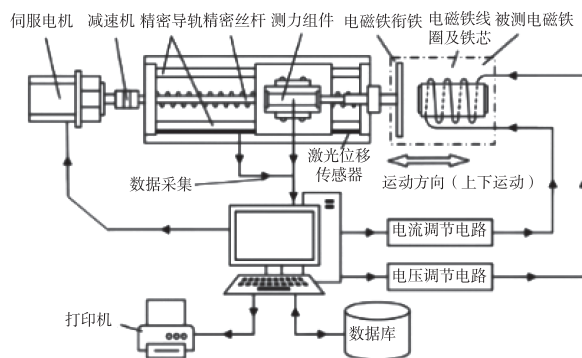


图 13 电磁铁组件试验件

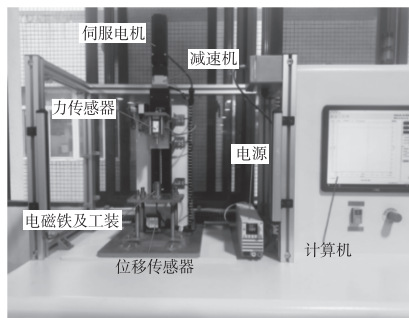
图 14 为电磁阀特性测试系统原理图,整个系统由专用工装、传动部件(包括精密导轨和精密丝杆)、测试部件(包括测力和测位移组件)、驱动部件(包括伺服电机和减速机构)、电压电流调节单元以及控制单元(包括计算机和数据采集系统)等 6 部分组成,整个系统由控制计算机控制,计算机通过电流电压调节单元控制电磁铁线圈通电,同时控制驱动部件运动,使衔铁达到规定位置。测量的衔铁位置和吸合力通过数据采集系统送往计算机处理。

4.2 静态吸力试验及分析

由图 15 可知,电磁铁模型仿真的对应位置的电磁力要大于实际测量值。有两个主要原因:一是实际生产加工过程中会有工艺误差;二是测试时,线圈存在涡流损耗,导致电阻越来越大,电流越来越小,直到减至 0.69 A 才趋于稳定。仿真中使用的是 0.69 A 的稳定电流。从总体来看,电磁力误差在 3 N 以内,结果趋于一致。这表明电磁铁组件的仿真模型建立及参数设置是正确的,且该试验件产生的电磁力能满足性能需求。



(a) 试验系统原理示意图



(b) 设备系统实物图

图 14 电磁阀特性测试系统原理图

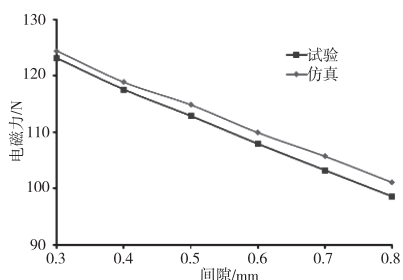


图 15 静态特性测试结果对比图

4.3 动态吸合试验及分析

在动态测试试验时,电磁铁组件的实际工作行程为 0.3 ~ 0.8 mm,故截取该部分数据。直到 21.852 s 时,电磁铁组件开始吸合运动。具体运动曲线见图 16。

本测试为电磁铁组件吸合速度测试,故将仿真和试验结果的初始响应时间保持一致,根据仿真和试验结果绘制出曲线,如图 17 所示。结果显示,电磁铁组件仿真模型的吸合速度要明显快于实际试验的吸合速度。有两个主要原因:一是实际生产加工过程中会有工艺误差,以及材料属性有所偏差;二是测试时,线圈的实际涡流损耗比仿真严重,导致电阻

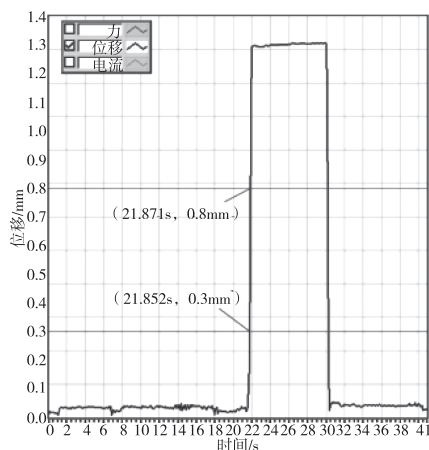


图16 动态运动曲线

更大,电流更小,吸合速度放缓^[10]。但总体来看,电磁铁试验件的动态吸合性能优秀,完全能满足系统快速吸合的需求。

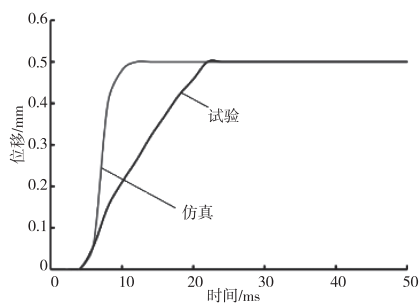


图17 动态特性测试结果对比图

5 结论

本文针对高压空气电磁阀静、动态特性进行仿真分析^[11],充分运用 ANSYS Maxwell 软件在电磁场仿真的优势进行优化设计,实现了电磁、机械和气压系统之间的耦合求解。

(1)该方案以电磁阀结构为出发点,合理设计磁路,优化结构尺寸,研究隔磁环位置、衔铁长度及衔铁直径等参数对于电磁吸力及响应时间的影响,获得了电磁阀各项性能参数的变化,提出了一系列优化方案。

(2)在此基础上,通过试验对比分析进行验证。在功耗基本相同的情况下,相比于初始模型,优化后

的模型电磁吸力特性明显增加、响应速度有所提高,对电磁阀的性能改善和结构优化具有一定的应用价值。

参考文献

- [1] 孔庆乐,杨士先,温华明,等.分体式电磁阀设计理论及方法分析[J].汽车实用技术,2022,47(22):80-83.
- [2] 吴昕,杨昆,刘金林,等.电控增压泵高速电磁阀电磁力预测模型构建[J].国防科技大学学报,2022,44(6):184-191.
- [3] 张克鹏,蔡培裕.电磁阀电磁力仿真与试验研究[J].制冷与空调,2020,20(9):26-28.
- [4] 霍柏琦,韩锡岭,叶春阳,等.船用柴油机起动电磁阀性能仿真试验研究[J].舰船科学技术,2023,45(20):135-141.
- [5] 崔禹,楼雨涵,王刚,等.基于 COMSOL 直流电磁阀电磁仿真计算[J].机械工程与自动化,2022(4):93-94.
- [6] 范立云,魏云鹏,普东方,等.新型永磁高速电磁阀能量转换特性[J].内燃机学报,2020,38(6):545-552.
- [7] 任世勇,田宇鹏,肖咏,等.呼吸机用电磁比例阀工作特性仿真研究[J].军民两用技术与产品,2022(6):62-67.
- [8] 许珍,林旻,李金恩,等.基于 Maxwell 的电磁阀导磁部件分析与优化[J].机床与液压,2021,49(4):151-154.
- [9] 李帆,卢玮,贺玉海,等.船用柴油机电磁阀响应特性的优化设计[J].液压与气动,2023,47(11):95-104.
- [10] 杨继成.船用大功率高速柴油机电控喷油器电磁阀设计与性能研究[D].武汉:华中科技大学,2021.
- [11] 郭大勇,司国雷,陈君辉,等.气动电磁阀动态特性优化[J].机床与液压,2023,51(20):199-204.

作者简介:伍奕阳(1998-),男,汉族,硕士研究生在读,学士,从事航空机载阀类产品的相关研究,就读于沈阳理工大学机械工程学院。

通讯作者:慕丽(1965-),女,汉族,教授,硕士生导师,研究方向:智能检测、故障诊断。

收稿日期:2023-12-08

基于 DN50 双环型切割器的优化设计

刘 清¹, 阎 旭², 秦东兴³

(1. 成都信息工程大学 自动化学院, 四川 成都 610225; 2. 四川同人科技有限公司成都研发中心, 四川 成都 610000; 3. 成都信息工程大学 自动化学院, 四川 成都 610225)

摘 要:在工业领域中,待切割的不锈钢管处于密闭容器内,考虑到在容器内部不能产生电火花和铁屑,在较小空间作业,用其他切割方法难以实现管道切割,因此采用冷切割的方式。根据实际需要,设计一款用于安放在机械臂末端的环形切割器,完成管道切割工作。为了验证切割效果,先利用 Workbench 软件,进行应力分析结果处理和强度校核。最后,此次实验对象选用 316L 材质的 DN50 不锈钢管,通过多次切割实验比较,完成对切割器的改进和优化。

关键词:冷切割 Workbench 应力分析 强度校核 DN50 不锈钢管 改进和优化

中图分类号:TH156

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0048-05

Optimization design of DN50 double circular cutter

LIU Qing, YAN Xu, QIN Dongxing

Abstract:In the industrial field, the stainless steel pipe to be cut is located in a closed container. Considering that electric sparks and iron filings cannot be generated inside the container, cold cutting is adopted. According to actual needs, a circular cutter placed at the end of the robotic arm is designed to complete the pipe cutting work. To verify the cutting effect, Workbench software is used to process the stress analysis results and verify the strength. Finally, the DN50 stainless steel pipe made of 316L material is selected as the experimental object, and through multiple cutting experiments, the improvement and optimization of the cutter are completed.

Keywords:cold cutting, Workbench, stress analysis, strength verification, DN50 stainless steel pipe, improvement and optimization

0 引言

随着经济的快速发展,316L 不锈钢在日常生活应用中应用广泛^[1]。作为一种成型复杂,屈服和抗拉强度高的 316L,如何保证切割口平滑,且作为安装在机械臂末端的执行器,是重要研究的课题之一。

对于传统的不锈钢管道切割方式,常见的钢管切割方式为:热切割,一种使用高温火焰将钢管切割的方法^[2],利用火焰灼烧钢管表面,使其发生脆性断裂,实现钢管的切割;电火花切割^[3],一种高精度切割方法,使用电火花将钢管切割;水切割,一种使用压力水流的方式^[4],减小工作时产生的噪音,很大程度上提高了工作效率;激光切割,作为市场上普

遍的一种切割方式,可实现精确控制,节省能源^[1];液压切割,利用液压气动系统,可快速、高效地切割钢管;冷切割,一种利用刀具旋转,以较低温度切割材料的方法^[5-7],切割后的不锈钢切口表面光滑,速度快、精度高,在很大程度上,节省了成本和资源。相较于其他方式,冷切割方式极大地减小了铁屑和火花的出现,大大的节省了人力^[8]。

在生活中,切割钢材常用的方法为电火花和激光切割,非常便捷。但对于安放在机械臂末端的切割器,既要待切割管口平整,又不产生火花和铁屑,这两种方法远远达不到要求,综上各种因素的考虑,选择冷切割方式。但往往在设计过程中,会出现各种工程上的问题,需要通过实验进行装置的优化改

进^[9-11]。

1 工程概况

某公司针对在真空室内,有些破损的管道需要进行切除,窗口尺寸(W×D):634 mm×592 mm,窗口中心距离地面H:1307.474 mm,且在真空室内存在一定的放射性,考虑到环境的复杂性和空间的狭小性,在人为情况下,无法在此环境下进行作业。故某公司拟采用具有11自由度的机械臂,进行快速切割作业。末端关节能够提供50 Nm的额定转矩和110 Nm的最大转矩,以及压缩气源:0.5~0.7 MPa。在此情况下,设计一款作用于机械臂末端的切割装置。

2 技术分析

2.1 工程难点及分析

- (1)针对项目在一定的真空室内,存在放射性污染,且作业空间狭小,很难大面积作业。要在一定时间内完成不锈钢管道切割操作,设计一款特种工艺环境下的切割装置,以减少人工作业,满足安全的特殊要求。
- (2)在切割现场,切割管道的次数位置,现场切割要求不能产生过多的铁屑,以及环境存在不确定性,同时不允许热切割,要求安全程度高。
- (3)考虑到各种安全因素的影响,拟采用冷切割硬挤压的方式,完成切割管道工作。

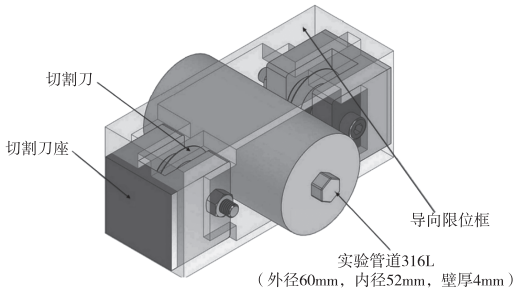


图1 实验工装设计

2.2 切割原理实验

2.2.1 实验目的

此次管道切割采用冷切割方式,此方法没有铁屑残渣,无火花溅射,切口表面光滑,但切割器设计的前提,即切割力、夹紧力等参数无法确定,理论计算与实际情况也存在一定的偏差,原理实验作为设

计前导实验,通过测得扭矩和压力,得到切割管道所需要的扭矩力和刀片的夹紧力。

2.2.2 实验测试装置

利用在座式夹钳夹紧切割刀座,并持续施压,使用压力传感器读取压力值,同时使用扭矩扳手旋转试验管道。其装置如图2所示。扭矩扳手选用PLARZ电子数显扭力扳手,扭力3~60 Nm,精度2%,拉力传感器选用大洋DYZ-101,量程2000 kg,重复精度0.03%

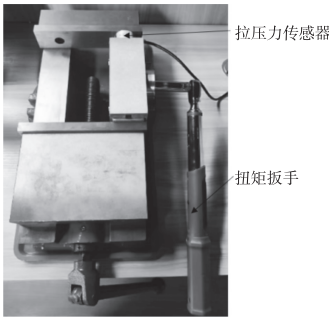


图2 实验测试装置

通过三次预实验结果比较可知,选取夹紧力与转动力矩合适的切割参数,刀片推力300 N,切割管道转动扭矩20 Nm。而导致切割未成功的原因是:管道与割刀连线未能垂直,导致切割产生螺旋线,之后随着不断转动逐渐合并成两条切割槽,刀片在其中反复跳跃,最终卡住无法推进。

表1 预实验结果数据表

对比项	实验次数		
	1	2	3
扭矩/Nm	13~14	60	15
推力/N	1240	300	160
内部变形/mm	0.7	-	0.7
结果	切断	未断	切断

2.3 坐标系定义

环形切割器装置主要采用冷切割方式^[12],由机械系统和电气系统组成,且坐标系定义,参考GB/T 16977—2005《工业机器人坐标系和运动命名原则》,Z轴垂直于快换接头,指向目标管道,如图3所示。配合机械臂末端的快速接头,满足切割器在较小空间内作业。

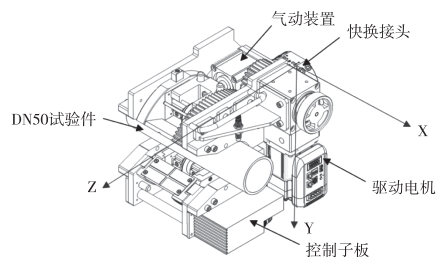


图3 双环形切割器系统示意图

2.4 机械系统

机械系统主要为一组直齿动力传动装置和气动夹紧装置,两者共同作用下完成管道切割工作,如图4所示。

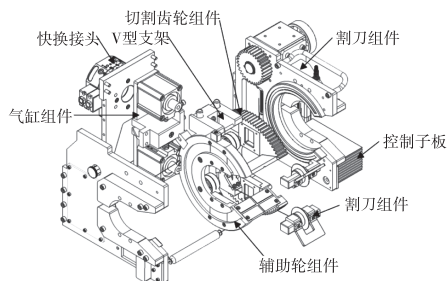


图4 切割器结构简图

2.4.1 工作原理

切割器内含上下两组齿轮,两片齿轮中间设计有一套气动夹紧装置,在管道进入到上下安装板上的U形槽内后,气缸推动刀片切割管道,并且驱动齿轮在电机驱动下旋转,带动上、下齿轮和气动夹紧装置旋转,从 $+45^\circ$ 旋转到 -135° ,反复旋转进行切割,直到完成整个动作流程。

切割器通过操作机械臂运送至管道切割位置并定位切口,气动夹紧装置抱紧被切割管道,且切割器旋转使用电机驱动,电机经过直角减速器之后,将动力输入主动齿轮,同时在直角减速器上安装有同步手轮,用于在意外卡住或其他意外情况下,将齿轮旋出管道。该切割器可完成不锈钢 DN50 管道的环向切割,其工作原理如图5所示。

气缸在 0.7 MPa 上,理论上产生 $F_{推} = 880 \text{ N}$ 的推力,其有效推力为:

$$F = F_{推} \times \cos 45^\circ \approx 662 \text{ N}$$

两只气缸上下共产生 662 N 的上下推力,完成切割实验。

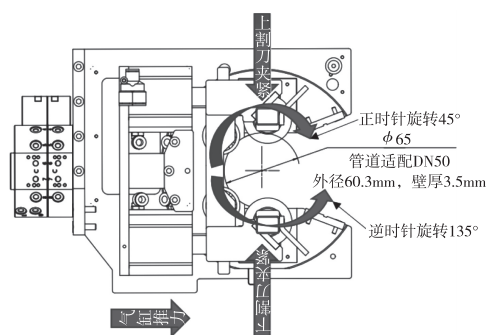


图5 切割器工作原理图

2.4.2 性能参数

主要性能参数为:设备尺寸大小为 $(L \times W \times H)$: $240 \text{ mm} \times 240 \text{ mm} \times 210 \text{ mm}$,重约 10 kg,需求电源功率 250 W,额定扭矩 $1.2 \text{ N} \cdot \text{m}$,气源为 0.7 MPa,其产生的反作用力小于末端关节额定扭矩 50 Nm 和最大扭矩 110 Nm,可完成 DN50 管道的切割。

切割刀具选择:针对被切割的管道材料(316L),其抗拉强度 $\geq 480 \text{ MPa}$;条件屈服强度 $\geq 177 \text{ MPa}$;硬度 $\leq 90 \text{ HRB}$ (约 HRC17)。

选用的切割刀片 H4S,接触面约为: $A = 0.4 \times 0.4 = 0.16 \text{ mm}^2$,在推动割刀组件时,设计推动方向为 45° 。

在这里,推力计为 F ,工程应力 σ (MPa),

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{F}{0.16} = 6.25F \text{ MPa}$$

若要使 $\sigma \geq 480 \text{ MPa}$,即有:

$$6.25F \geq 480 \text{ MPa}$$

$$F_{\min} \geq 76.8 \text{ N}$$

通过原理性实验,可知推力约为 300 N,选用 H4S 绞接式管子割刀,使用高速钢锻造,符合对应材质。

2.4.3 主体结构

切割器的主体主要包括切割齿轮组件、辅助轮组件、割刀组件、气缸组件等。由 6061 铝合金板构建框架,内含一组直齿齿轮作为动力传动装置,安装板上设计有锡青铜制造的凸起滑槽,与齿轮、辅助轮上的凹槽相配合,可以实现齿轮、辅助轮滑出框架再回收的运动。为防止设备不使用时,设计有旋钮柱塞,锁定辅助轮角度。

割刀组件的上下支架同时设置有斜面,在气缸

组件的配合下,气缸伸出的运动转换 90°,割刀向切割管道轴向运动。

2.4.4 关键件强度校核

分析子部件中应力的分布情况,割刀支架处加载气缸最大有效推力 880 N,经计算后,最大应力出现在安装割刀的中间轴上,集中应力 21.09 MPa,且此处材料为 304 不锈钢,依据 GB/T 3280—2015 标准,抗拉强度为 515 MPa,屈服强度为 205 MPa,可以安全使用。

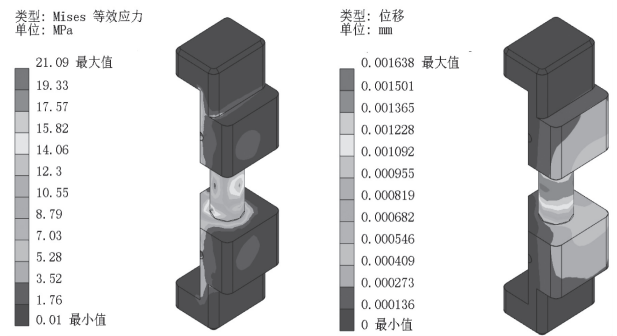


图 6 割刀支座应力变形云图

2.5 电气系统

在设备运行过程中,直流伺服电机经减速器与齿轮两重减速,将动力传输到切割齿轮上。快换接头对于切割器进出气方式的控制,完成切割刀的夹紧、放松、停止。同时还放置有待切管道接近传感器,为上位机提供开始工作的信号参考。其电气接口系统图如图 7 所示。

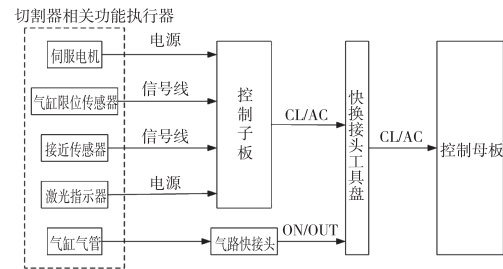


图 7 电气系统接口图

3 切割实验

选用 3 m 长的钢管,用电火花切割机分批次切割成长度为 350 mm 长的实验管,以及设计一个实验架工装和专用夹具,其装置示意图如图 8 所示。

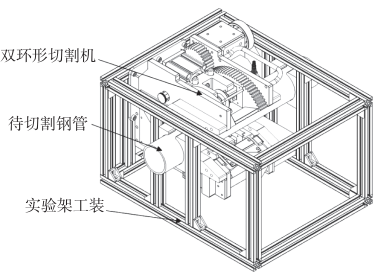


图 8 切割实验装置示意图

在测试双环形切割器的切割能力前,完成气缸推力、夹紧力、管道、转动角度的测定,保证实验的可行性。此实验采用的待切割钢管,材料为 316L,且待切割实验钢管采用双端固定的方式,分别记下最大电流值、功率以及气压等情况。实验结果如表 8 所示。

表 2 切割实验结果数据表

对比项	实验次数				
	1	2	3	4	5
时间/min	60	25	60	30	60
最大电压/V	48	48	48	48	48
最大电流/A	4.5	3.8	4.0	5.0	4.5
最大功率/W	220	220	192	240	216
气压/MPa	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
偏转角度/°	-50 ~ 150	-50 ~ 150	-50 ~ 150	-50 ~ 150	-50 ~ 150
结果	残留	残留	切断	残留	切断

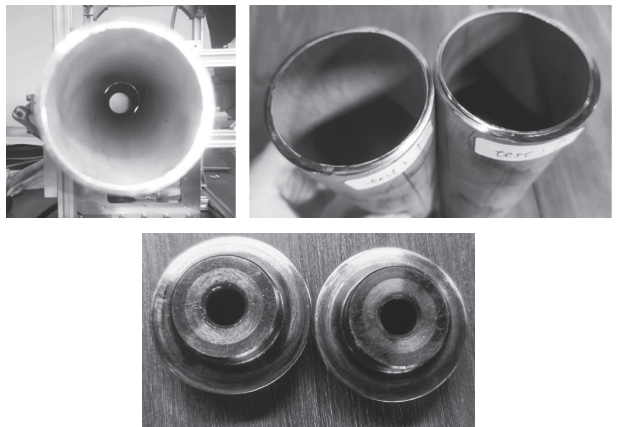


图 9 切割实验效果图

四次切割管道实验分析表明:(1)若上下刀具未在同一中心线上,造成切割轨迹交汇处偏离,很大程度上影响刀具和切割工艺;(2)切割时,将实验装

置分别水平、垂直摆放,不影响实验结果;(3)通过残留对比,证明旋转角度大于 180° ,导致割刀侵入管道后,由于切入过深无法正确抬升到未切断部分;(4)每进行 5 次切割实验后,需更换割刀。

4 结论

(1)该冷切割技术采用一套电驱回转装置和气驱动夹紧装置的组合体,管道到达初始位置后,夹紧装置将刀头向管道施加力,同时旋转,反复切割,达到预期实验结果。

(2)该设计采用直推+斜推的方式,理论上 880 N 产生作用于管道的力约为 622 N,实际上产生作用于刀架上的力小于理论值,力的损耗比较大,建议改直推的方式切割,优化机构。

(3)在切割过程中,用于气管气压外泄,气缸作用于 V 型推杆的力太小,导致切割效果不佳。同时,切割进行不了时,产生的力作用于自身装置上。此时电机就会过热报警,停止运行。

(4)该机构切割时间久,更换为功率大的伺服电机,以及更换气缸的缸径,增加推力,在很大程度上节省切割管道时间,为环形切割器的优化做好理论工作。

(5)若上下割刀未安装在同一水平线上,工作时,造成割刀发生位置偏移,极可能影响刀具和切割工艺。

(6)该设计设备,能够很好完成工程实际需求,提高人工效率,节省时间。

参考文献

[1] 孙健峰,张庆茂,杨洲,等. 316L 不锈钢光纤激光切割工艺优化研究[J]. 应用激光,2016,36(1):6.

- [2] 闫臣,李烨铮,隋永莉. 热切割对 X80M 钢管环焊接头组织及性能的影响[J]. 热加工工艺,2016,45(13):4.
- [3] 张迪. 汽轮机叶片材料 1Cr13 钢电火花线切割表面质量研究[D]. 青岛:青岛科技大学,2010.
- [4] 张文. 超高压水切割技术特点及在轨道交通下料中的应用[J]. 金属加工:冷加工,2016(S1):3.
- [5] 陈林. 分瓣式管道冷切割设备在 13Cr 套管切割中的应用[J]. 石油和化工设备,2021,24(4):44-46.
- [6] 舒伯乐,花贺鑫. 冷切割技术在易燃易爆介质管道检修中的应用[J]. 安装,2017(8):3.
- [7] 肖瑞金. 输油气管道的冷切割技术[J]. 石油工程建设,2014(1):2.
- [8] 江勇,张宝强,刘艳利,等. 机械分瓣式钢管切割机[J]. 管道技术与设备,2011(5):3.
- [9] 曹立文,孟庆鑫. 海底石油管道切割绳锯机的设计及其试验研究[J]. 机械科学与技术,2006,25(11):5.
- [10] 郭翠霞,刘康,李贵东,等. MS-WEDM 第三次切割工艺参数优化实验研究[J]. 机械科学与技术,2018,37(11):5.
- [11] 李伟旗. 管道切割技术的改进[J]. 安装,2005(2):37-38.
- [12] NAVINŠEK B, ŽABKAR A. Improvement of cold forming and form cutting tools by PVD tin coating[J]. Vacuum, 1986,36(S1/3):111-115.

作者简介:刘清(1995-),男,成都信息工程大学硕士研究生,主要研究方向为结构设计、FEA 有限元分析。
阎旭(1992-),男,四川同人精工科技有限公司工程师,主要研究方向为智能机电系统。
秦东兴(1970-),男,重庆大学博士研究生,副教授,主要研究方向为智能机器人、特种环境机器人与智能机电设备、智能检测技术。

收稿日期:2023-09-13

一种轨道交通车辆轴承拆卸装置的设计及应用

黄五羊, 张 俊

(中车株洲电力机车有限公司, 湖南 株洲 412001)

摘要:轨道交通产品轴承拆卸方法和拆卸装置的研究,对于轨道交通产品制造尤其是产品检修的效率、质量提升具有重要意义。本文针对国内某型地铁车轴轴承的拆卸难题,通过对现有拆卸方法的研究和分析,设计了一种可自适应调节角度的拆卸装置。同时,通过构建三维模型开展关键结构部件的有限元分析,对拆卸装置的刚度和强度进行验证,并完成应用实例验证。应用结果表明,该拆卸装置能够有效提升工作效率,保证了该型地铁轴承拆卸的完整性,有效避免了拉伤轴承及车轴。

关键词:轨道交通 轴承 拆卸装置 可自适应 有限元分析

中图分类号:U279.4/TH17

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0053-04

Design and application of a bearing dismantling device for rail transit cars

HUANG Wuyang, ZHANG Jun

Abstract: The research on the bearing dismantling method and device for rail transit cars is very important to the efficiency and quality of rail transit product manufacturing and maintenance. Aiming at the bearing dismantling problem of a certain domestic rail transit car, this paper designs a self-adaptive dismantling device based on the analysis of the existing bearing dismantling methods. Finite element analysis of the key structural components is carried out by constructing a three-dimensional model, and the stiffness and strength of the device are verified through application. The application results show that the dismantling device can effectively improve the working efficiency, ensure the integrity of the bearing, and effectively avoid the strain of the bearing and the axle.

Keywords: rail transit, bearing, dismantling device, self-adaptive, finite element analysis

0 引言

随着我国轨道交通行业的发展,开通运营时间较长的地铁线路车辆许多已经运营超过12年或120万公里,上海最早的地铁已经运营超过30年。因此,提升对拆卸、维修技术的研究力度就成为了必然之举,尤其对于车轴类、轴承类等通过过盈配合方式组装的零部件的拆卸方式的研究就显得非常重要。轨道交通车辆上轴承按照安装位置的不同可以分为轴箱轴承、齿轮箱轴承等,而轴箱轴承属于在车轴的端部,方便采用三爪拉马的方式拆卸,齿轮箱内部的轴承可以通过敲击等方式拆卸,只有安装在车轴上的轴承属于比较难拆卸的。对于国内某型地铁车辆而言,其齿轮箱的从动齿轮端面属于斜面,车轴

上轴承内圈与齿轮面的距离较近,均增加了该类型齿轮的拆卸难度,导致轴承内圈拆卸过程中经常出现拉伤或者卡死的现象。基于上述分析,本文针对该型地铁轴承的拆卸难题,设计了一种可自适应调节角度的拆卸装置。

1 轴承拆卸方法分析

轴承作为一种产生较早的机械零部件,主要通过轴承内圈或轴承外圈与轴或者孔的过盈配合来进行工作的。对于轴承的拆卸需要克服轴承与轴之间因为过盈配合而产生的摩擦力,一般拆卸不当时容易导致轴承端面损坏、车轴或轴承内外表面拉伤等问题。目前而言,比较成熟的轴承拆卸方式主要分为下述几个类别。

1.1 敲击方式

一般而言,为了方便拆卸轴承的内外圈,会在轴承座上设计方便敲击的圆孔,只需要利用专用工具配合橡胶锤,即可通过敲击轴承内圈或外圈的轴承座达到拆卸轴承的目的。该方案的好处在于方便易行,适用于一些过盈不大的轴承。但是,利用敲击的方案需要在拆卸过程中不断调整敲击点的位置,使得轴承均匀地退出,防止卡滞。同时,由于敲击会不可避免地对轴承的端部造成损伤,对于一些精密轴承、过盈量较大或有陶瓷镀层等绝缘材料的轴承则不适用。具体的敲击拆卸方式如图1所示。

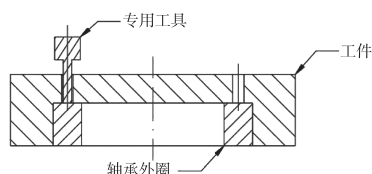


图1 敲击方式拆卸轴承

1.2 拉出方式

轴承拉出法适用于过盈量较大且离轴端较近,方便三爪或二爪拉马作业的轴承。该方法对于轴承的拉力和角度便于控制,因此对轴承本身的伤害较少。具体的拉出方式如图2所示。

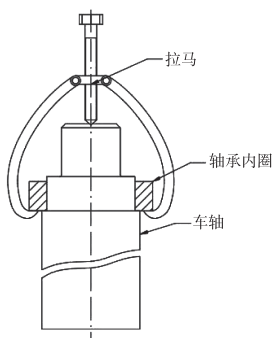


图2 拉出方式拆卸轴承

1.3 推压方式

轴承推压法的最大优点是借助压力机或者液压泵,使得输出的压力均匀可控,但是需要轴承有一个较大的承力面,以保证不会损坏轴承端部。具体的作业图如图3所示。

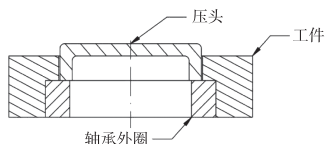


图3 推压方式拆卸轴承

1.4 加热方式

对于轴承内圈而言,一般采取用电磁感应加热线圈套在待退出的轴承内圈上,同时规定加热温度

在180℃以下,加热时间也不能过长,以使轴承内圈在电磁加热作用下迅速膨胀,而此时车轴由于体积较大,发热、膨胀不明显,可方便轴承内圈退出。但该方法对于过盈量较大或轴承内圈较大的工件,作用发挥不是特别好,有时由于不恰当的加热导致轴承内圈还会发蓝。具体的作业图如图4所示。

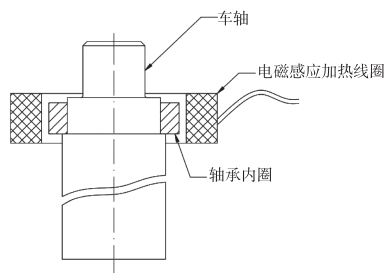


图4 加热方式拆卸轴承

1.5 冷却方式

轴承冷却拆卸方法的基本原理与加热拆卸方法的原理相反,主要适用于一些孔类零件的轴承外圈拆卸,但是不适用于轴类零件上的轴承拆卸。尤其需要注意的是,一般的冷却拆卸均是采用的液氮冷却工件,要求特别注意防止出现人员冻伤。

2 新型拆卸装置的设计

2.1 新型拆卸装置的结构设计及原理

本文所针对的是某型地铁车轴轴承,其属于内外圈可分离的圆锥滚子轴承,型号为NDNF6220。对于外圈的拆卸用简单的推压方式即可完成,但是由于轴承内圈距离车轴端面距离超过1400mm,远远大于当前常见的拉马型号。此外,由于该轴承的尺寸较大,如果采用电磁感应加热方式会由于加热不均匀,导致在拆卸过程中拉伤,而推压方式、冷却方式等又不适用该类情况,因此如何设计一种既不会损坏轴承内圈,同时又能高效拆卸的方式则变得尤为重要。

针对该型轴承内圈的拆卸,利用齿轮的斜面幅板,基于上述分析和该型地铁车轴轴承的具体实际,本文设计并制造了新型轴承内圈拆卸装置。该型轴承拆卸工装由压紧头组合体、下压紧块、上压紧块、止挡螺栓、锁紧螺栓等部分组成,上述新型轴承拆卸装置主要是利用上压紧块、下压紧块嵌入轴承内圈

的端面,利用风动扳手均匀向压紧头组合体螺栓体施加扭矩,利用压紧头组合体可自适应调整力的方向,始终保持给予上下压紧块沿车轴轴线方向的力,从而将轴承内圈从车轴上拉出来。具体如图5所示。

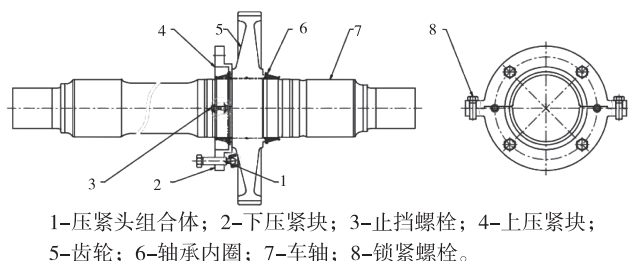


图5 新型轴承拆卸装置

2.2 新型拆卸装置的载荷计算

使用该新型轴承拆卸装置,主要需验证上下压紧块是否能够承受轴承内圈与车轴由于过盈配合所产生的摩擦力。根据该型地铁的相应参数,可以查得该轴承为 NDNF6220 型号的圆锥滚子轴承^[1],内径为 190 mm,外径为 260 mm,宽度为 46 mm。由于该型地铁的特殊要求,选用的配合尺寸较为特殊,其中圆锥滚子轴承孔尺寸为 $\phi 190_{-0.03}^0$ mm,轴承座尺寸为 $\phi 190_{+0.077}^{+0.106}$ mm。根据《极限与配合、过盈配合的计算与选用》(GB/T5371—2004)标准^[2-3],将轴承内圈从轴承上拆卸所需克服的最大摩擦力计算方法见式(1)。

$$F = P_f \cdot \pi \cdot d_f \cdot L_f \cdot \mu \quad (1)$$

其中, F —最大摩擦力,单位为 N; P_f —轴承内圈与车轴结合面过盈配合所承受的最大压力,单位为 N/mm^2 ; d_f —轴承内圈与车轴过盈配合结合直径,单位 mm; L_f —轴承内圈与车轴过盈配合结合长度,单位 mm; μ —轴承内圈与车轴过盈配合结合表面摩擦因数。

根据包容体与被包容体的计算公式,可以求得 P_f 。具体计算方法见式(2) - 式(4)。

$$P_f = \frac{\delta_{\max}}{d_f \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_i}{E_i} \right)} \quad (2)$$

$$C_a = \frac{d_a^2 + d_f^2}{d_a^2 - d_f^2} + \nu \quad (3)$$

$$C_i = \frac{d_f^2 + d_i^2}{d_f^2 - d_i^2} - \nu \quad (4)$$

其中, $\delta_{\max}$ —轴承内圈与车轴的最大过盈量,单位为 mm; E_a, E_i —分别为轴承内圈、车轴的材料弹性模量,单位为 kN/mm^2 ; C_a, C_i —分别为轴承内圈、车轴的系数; d_a, d_i —分别为轴承内圈外径和车轴的内径,单位 mm,对于实心轴而言, $d_i = 0$; ν —泊松比。

上述参数中, d_f, L_f 可从图上直接测量得出,其中 $d_f = 190$ mm, $L_f = 36.1$ mm, $d_i = 0$, $d_a = 260$ mm; E_a, E_i 由于轴承内圈和车轴均为钢材,材料弹性模量近似取 $E_a = E_i = 235$ kN/mm^2 ; μ 值根据钢材与钢材配合在无润滑状态下为 0.07 ~ 0.16,为计算最大摩擦力,取摩擦因数 $\mu = 0.16$;泊松比 $\nu = 0.3$;根据轴承与轴承座的配合尺寸,因此可以简单假设不发生塑性变形的最大形变量 $\delta_{\max} = 0.109$ mm。综上所述,将以上参数数值带入式(1) - 式(4),可以计算出 $F = 108.29$ kN ≈ 110 kN。

2.3 新型拆卸装置的有限元分析

为进一步验证该新型轴承拆卸装置的性能,本文采用 ANSYS 软件建模并做相应的受力分析,以便于找出该工装的薄弱环节。由于上述的轴承拆卸力由 4 颗螺栓承受,每颗螺栓最大需要承受 27.5 kN 的轴向力。因此,具体的受力图及应力图如图 6、图 7 所示。通过 ANSYS 模拟分析得出,在拆卸轴承过程中最大受力为 154.31 MPa,远低于该工装材料的极限应力,不会在工作中产生较大的塑性变形。

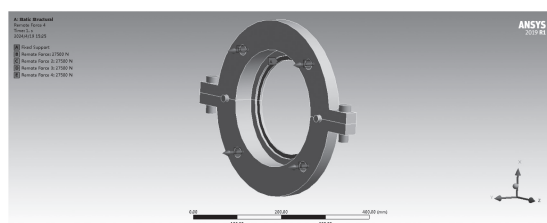


图6 受力图

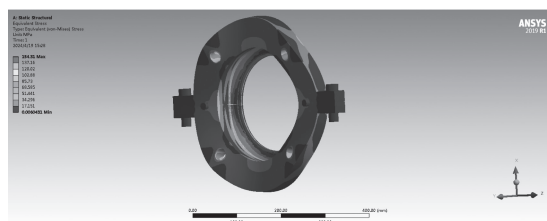


图7 应力图

3 新型拆卸装置的应用

3.1 新型拆卸装置应用流程

为方便该新型拆卸装置的现场应用,根据本项目实际制定了如下的操作流程^[4]:

(1)将待拆卸的车轴用支撑墩水平摆放,确保车轴在水平线上;

(2)在待拆卸的轴承内圈与车轴连接处涂抹一定的齿轮箱润滑油,并确保轴承内圈的端面干燥无油渍;

(3)将压紧头组合体的螺纹调整到适当深度,并将上压紧块套在待拆卸轴承内圈上;

(4)将下压紧块与上压紧块用锁紧螺栓连接在一起,并将工装端面的止档螺栓紧固到位,确保上压紧块、下压紧块在一个平面;

(5)按照交叉、对称原则,逐步拧紧压紧头组合体上的螺栓。其上的球头块可以根据力量的大小自适应调整方向,使得对于轴承内圈的力始终沿着轴向,确保轴承内圈平稳拆卸。

3.2 新型拆卸装置应用效果

新型拆卸装置的实际应用情况如图8、图9所示。自采用该新型拆卸装置以来,基本解决了该型项目轴承内圈拆卸过程中的轴承拉伤、烧死等问题,拆卸单个轴承内圈的时间也由原来的60 min左右降低至40 min左右,在提高效率的基础上也保障了产品质量,很好地减少了轴承内圈或者车轴拉伤的情况。



图8 工装使用正面图

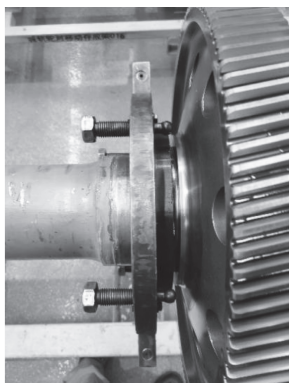


图9 工装使用侧面图

4 结语

该新型轨道交通车辆轴承拆卸装置基本实现了设计目的,能够较方便地拆卸车轴上的轴承内圈,尤其对于本文中所涉及的斜面齿不方便支撑和受力的情况,达到了该新型工装设计制造的目的。但是,在实际使用过程中,由于压紧头组合体端部球头属于自适应调整模块,会由于润滑不到位、受力不均匀等情况,导致在多次使用后存在一定的损坏,后续可以针对压紧头组合体做一定的提升和强化,提高拆卸效率及质量,并且保证不损伤轴承。

参考文献

- [1] 闻椿邦. 机械设计手册[M]. 6版. 北京:机械工业出版社,2018.
- [2] 全国产品尺寸和几何技术规范标准化技术委员会. 极限与配合 过盈配合的计算与选用: GB/T 5371—2004[S]. 北京:中国标准出版社,2005.
- [3] 赵明胜,杨志业,王超. 应用有限元技术优化罗茨风机轴承拆卸工具[J]. 设备管理与维修,2018(15):49-51.
- [4] 陶文嘉,刘成,李建朋,等. 大型矿用减速器行星轮轴承拆卸装置的设计与应用[J]. 矿山机械,2022,50(11):61-65.

作者简介:黄五羊,男,硕士研究生,研究方向为机械工程、轨道交通车辆制造。

张俊,男,硕士研究生,研究方向为轨道交通车辆制造及试验方法。

收稿日期:2024-04-26

固压柱塞泵轴瓦工装技术设计与应用*

张宝举¹,姚 孔²,何义文³

(1. 兰州兰石石油装备工程股份有限公司,甘肃 兰州 730314;2. 兰州资源环境职业技术大学,
甘肃 兰州 730123;3. 兰州矿场机械有限公司,甘肃 兰州 730070)

摘要:在油气开采领域,固井压裂柱塞泵工作的可靠性与稳定性对油气开采效率具有决定性影响。轴瓦是固井与压裂柱塞泵的核心机械部件,负责确保曲轴与连杆之间的稳定可靠连接。本研究针对轴瓦制造过程中的关键工艺工装进行了结构创新设计,所设计的轴瓦工装采用工装座与工装盖的组合结构,通过销钉和螺纹的嵌合连接进行定位,实现了轴瓦的整体安装与加工,显著提升了轴瓦的加工精度、效率和可靠性。轴瓦工装已在实际生产中得到应用验证,验证了其设计结构的有效性和实用性。

关键词:轴瓦 工艺工装 安装工艺 结构设计 加工精度

中图分类号:TH122

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0057-03

Design and application of tooling for bearing pad of cementing and fracturing plunger pump

ZHANG Baoju, YAO Kong, HE Yiwen

Abstract: In the field of oil and gas extraction, cementing and fracturing plunger pump plays a crucial role, and its reliability and stability have a decisive impact on the efficiency of oil and gas extraction. Bearing pad is the core mechanical component of the cementing and fracturing plunger pump, which is responsible for ensuring the stable and reliable connection between the crankshaft and the connecting rod. In this study, the structural innovation design of the key tooling of the manufacturing process of the bearing pad is carried out. The designed tooling adopts the combination structure of tooling seat and tooling cover, and is positioned by the chimeric connection of pins and threads, which realizes the overall installation and processing of the bearing pad, and significantly improves the processing accuracy, efficiency and reliability. The bearing pad tooling has been applied and verified in actual production, which is effective and practical.

Keywords: bearing pad, tooling, installation process, structural design, processing precision

0 引言

固井压裂柱塞泵在石油和天然气的开采过程中,扮演着至关重要的角色,它是固井与压裂作业的核心设备^[1]。固压泵轴瓦是实现曲轴与连杆之间稳定可靠连接的关键机械部件,广泛应用于固井泵和压裂泵中。不同制造商生产的固压泵轴瓦在结构上可能存在一些差异,但通常都包括连杆上瓦和连杆下瓦两部分。轴瓦不仅需要具备良好的耐磨性能,还要确保连接的稳定性,同时还要提供有效的支撑和传动功能。

目前,轴瓦的加工方法主要包括以下步骤:首先,将合格的离心浇铸毛坯进行基准端面的车削;接

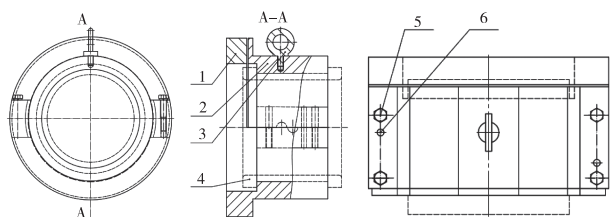
着,对毛坯进行粗车内孔、左右端面,然后进行半精车内外表面;随后,对内外表面进行精车加工,并对外表面进行磨削。接下来,通过线切割技术将轴瓦剖分为上瓦和下瓦。然后,对中分面、油槽、定位半圆槽、倒角和缺口进行精铣加工。最后,对中分面进行精磨,镗轴瓦内孔和内表面两边的减薄量,并去除锐边毛刺,完成轴瓦的加工。该加工方法生产的轴瓦存在以下几个主要问题:首先,加工效率较低。上瓦和下瓦组合在连杆上进行精镗加工,无法在数控车床上进行一体化操作,加工过程耗时、费力且成本高昂。其次,通用性较差。上、下瓦打标后,不能互换,只能进行适配。限制了加工过程的灵活性,工作效率降低。最后,轴瓦内衬合金在使用过程中容易

脱落,缩短了轴瓦的使用寿命,并导致检修和更换频率增加,降低固压泵作业效率^[2]。

基于上述问题,为提升轴瓦制造的加工精度和生产效率,本研究围绕轴瓦加工的核心工艺工装开展了结构创新设计,轴瓦工装设计为工装座与工装盖组合结构,工装座与工装盖通过销与螺纹嵌合连接定位,实现轴瓦的整体性加工。设计出的新型轴瓦工装不仅简便易行,而且与数控机床完美适配,有效提升了轴瓦加工的精度和工作效率。该工装的应用对于推动轴瓦的批量生产,确保产品加工质量,以及降低维护成本具有重要意义,有明显的实用价值。

1 工装结构设计

轴瓦工装在结构上分为两个部分:工装座与工装盖。工装座包括座体、座翻边槽、座下瓦槽;工装盖包括盖体、盖翻边槽、盖上瓦槽。工装座顶部设有座销孔和若干座螺孔。工装盖底部设有盖销孔和若干盖螺孔。座销孔和盖销孔通过定位销实现工装座和工装盖的定位,座螺孔和盖螺孔通过螺栓实现工装座和工装盖的连接。工装座顶部设有座连接部,工装盖底部设有盖连接部,座连接部与盖连接部相嵌合。工装盖顶部设有吊环孔,吊环孔中设有活动吊环。壳体和内衬之间通过若干相适配的锚定部紧密嵌合。轴瓦工装装配关系如图1所示。



1-轴瓦; 2-工装座; 3-工装盖; 4-吊环; 5-螺栓; 6-定位销。

图1 轴瓦工装设计视图

2 轴瓦安装工艺

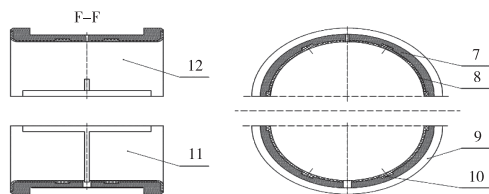
本工装设备由工装座和工装盖两部分组成,主要用于将轴瓦稳固地夹持于其中。轴瓦由上瓦和下瓦两部分构成;其中,下瓦被安装于工装座内,上瓦则被安装于工装盖内。工装座与工装盖之间通过定位销进行准确定位,并借助螺栓实现紧密连接。

下瓦的安装过程如下:首先,将下瓦的中部部分

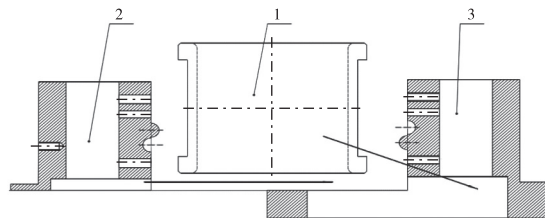
放置在工装座的下方瓦槽中。接着,将下瓦的一侧翻边插入工装座的翻边槽中,确保其固定。然后,将下瓦的另一侧翻边穿过工装座下瓦槽的侧边,同样确保其固定。此外,工装座的顶部设计有座销孔和若干座螺孔以及座连接结构,以提供稳定的支撑和连接。

上瓦的安装过程如下:首先,将上瓦的中部放置在工装盖的瓦槽中。接着,将上瓦的一侧翻边卡入工装盖的翻边槽中,另一侧翻边则卡入工装盖的上瓦槽侧。此外,工装盖的顶部设计有吊环孔,孔内装有吊环,以便于吊装。工装盖的底部则设有盖销孔和若干盖螺孔,此外还配备了盖连接结构,以确保工装盖的稳定连接。

上、下瓦整体安装过程中,采用精确定位的工装座和工装盖确保了组装的精度。这一过程中,工装座与工装盖之间通过定位销进行精准对位,确保了两者的紧密结合,避免了在加工过程中的相对位移。此外,工装座上的螺孔和工装盖上的螺孔通过螺栓紧固,进一步巩固了工装座与工装盖的连接,同时也在水平方向上提供了稳定的定位,保障了轴瓦加工的准确性。这一系列连接结构的巧妙配合,不仅极大提升了轴瓦的加工精度,也显著提高了轴瓦的加工质量。轴瓦结构及轴瓦在工装中的安装过程如图2所示。



(a) 轴瓦结构



(b) 轴瓦在工装中的安装过程

1-轴瓦; 2-工装座; 3-工装盖; 7-上瓦; 8-下瓦; 9-壳体; 10-内衬; 11-翻边; 12-锚定部。

图2 轴瓦结构及轴瓦在工装中的安装

3 轴瓦工装应用效果

在轴瓦的加工过程中,新设计的工装结构简洁高效,能够在操作人员的直接操控下,迅速将轴瓦装入工装并在数控机床上完成整体加工。该结构设计显著提高了工作效率和生产率,使得平均每日加工完成轴瓦的套数增加到15至20套,同时保持了90%以上的高合格率,生产效率提升了3倍以上。加工后的轴瓦无需额外的标记,装配人员可以直接进行组装,确保了组件之间的完全互换性和通用性。由于轴瓦上下瓦整体加工,轴瓦的装配精度得到有效保证,从而提高了轴瓦的整体装配精度和工作精度。另外,在设备的后续维护保养过程中,如果需要更换轴瓦,只需简单地进行替换,节省了时间并降低了成本。通过使用这一工装加工轴瓦,不仅提高了生产效率,还在设备的后期维护保养方面表现出了显著的经济性和高效性,从而确保了固井柱塞泵的持续作业能力。

4 结论

重点对固井压裂柱塞泵中的关键零部件——轴瓦的制造工艺工装开展了结构创新设计研究。在此基础上,详尽介绍了采用新设计的工装实现轴瓦加工的整体安装过程,并阐述了新设计轴瓦在实际生产中的应用效果,成功地将新设计的轴瓦结构应用于实际生产。创新设计的工装结构更加简洁,成本更低,加工过程也更加便捷。这些改进显著提高了轴瓦的加工精度、装配质量和安装速度,大幅降低了制造过程中的人力和物力成本,为固井压裂柱塞泵行业带来了显著的经济效益。

参考文献

- [1] 刘欣,胡登平,白兴家,等.工作载荷下压裂泵曲轴的受力性能分析[J].化工机械,2023,50(1):54-58.
- [2] 李国琳,孙永华.大功率发动机轴瓦失效分析及预防措施[J].内燃机与配件,2024(5):68-70.
- [3] 戴俊豪,王太信.添加少量锌元素对SnSb8Cu4巴氏轴瓦合金性能的影响[J/OL].轴承[2024-03-11].<http://kns.cnki.net/kcms/detail/41.1148.TH.20240219.1448.020.html>.
- [4] 朱晖,刘占奇.挤压造粒机熔融泵轴瓦制备工艺研究[J].石油化工设备技术,2023,44(6):22-25.
- [5] 王波,王江阳,赵崇胜,等.基于有限疲劳寿命的压裂泵盘根铜套优化设计[J].机械设计,2023,40(S2):168-174.
- [6] 王斌,徐律,张晓明,等.超声功率对连杆轴瓦Ni-Al₂O₃镀层耐磨性能的影响[J].兵器材料科学与工程,2024,47(1):76-82.
- [7] 邵宏建,陈仲祥,蔡建军,等.4105内燃机主轴翻边轴瓦成型工艺研究[J].内燃机与配件,2024(1):38-40.
- [8] 段飞,黄琳,王喜飞,等.柴油机轴瓦抱轴故障分析[J].内燃机与配件,2023(24):62-64.
- [9] 张冉,赵琰,侯林,等.基于MLP神经网络的海上固井泵故障诊断方法[J].自动化与仪器仪表,2022(9):54-57.
- [10] 刘昱阳,殷鹏,张帆,等.巴氏合金轴瓦结合工艺研究进展[J].重型机械,2021(6):1-7.
- [11] 王祺.铜铅合金轴瓦材料的连续浇铸工艺及组织性能研究[D].北京:北京有色金属研究总院,2020.
- [12] 赫茂林,卢凯.一种剖分式曲轴轴瓦加工工艺研究[J].科技创新与应用,2016(18):129.
- [13] 李威,郑伟刚,刘高剑,等.轴瓦零件的精密整形工艺设计与应用[J].贵州大学学报(自然科学版),2016,33(3):60-63.

基金项目:兰州市科技发展指导性计划项目(项目编号:2023-ZD-245)。

作者简介:张宝举(1984-),男,甘肃会宁人,工程师,主要从事非常规油气开采固井与压裂装备的技术研发和市场推广应用工作。

收稿日期:2024-04-02

铝合金舵机壳体压铸成型设计及应用

张学铭, 王建国, 姜立武

(南京模拟技术研究所, 江苏 南京 210016)

摘要:对铸件舵机壳体进行改型设计,完成了模具设计和压铸产品的试制加工,发现试制得到的舵机壳体中部分存在齿轮卡滞、舵机电流跳动大、舵机卡死等故障。对试制产品进行工艺分析,通过对压铸模进行结构优化改进,同时优化铸件产品的精加工工艺,解决了铸件舵机壳体的故障问题,提高了舵机产品的合格率。

关键词:舵机壳体 压铸成型 故障分析 工艺优化 降本增效

中图分类号: TG249.2

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)05-0060-04

Die-casting design and application of aluminum alloy steering gear shell

ZHANG Xueming, WANG Jianguo, JIANG Liwu

Abstract: The article carries out modification design of the casting steering gear shell, and completes the die design and die casting product processing. In view of the problems existing in the steering gear shell after die casting, the process is analyzed, the structure of the die is modified, and the finishing machining of the casting product is optimized. The problem is solved, and the product qualification rate of the steering gear is improved.

Keywords: steering gear shell, die-casting molding, fault analysis, process optimization, reduce cost and increase efficiency

0 引言

在铝合金铸造中,高压铸造(压铸)是一种极其重要的材料成形方法,压铸的特点是高压和高速填充压铸模型腔,生产率高,可进行半自动化或自动化的连续生产^[1]。产品质量好,尺寸精度高,强度比砂型铸造高20%~40%。但压铸模具费用高、周期长,适用于大批量生产。

无人机用舵机一般由电机、电位器、齿轮组、舵机壳体、舵机线缆组成^[2]。其中舵机壳体是关键的零件,为保证舵机正常运转,保证齿轮组之间的位置精度及啮合效果,要求舵机壳体具有很高的加工精度。

某型无人机舵机壳体(含上盖和安装板)研制阶段选用的材料是6061T6航空铝,为保证舵机壳体的加工精度,零件选用加工中心铣削成型工艺,加工成本较高(舵机壳体成本计800元左右)。该舵机产品进入批产阶段后,因产品需求量大(预计年产量1000套,每年舵机壳体成本近80万元),为降本增效,拟将该型舵机壳体改为压铸件,使用压铸成型

工艺。

本文对铸件舵机壳体进行改型设计,并针对首批压铸后的舵机壳体存在的问题进行故障分析;对压铸模进行改制,同时优化铸件产品的精加工工艺,解决铸件舵机壳体良品率低的问题,提高舵机产品的合格率,以期达到降本增效的目的。

1 铸件舵机壳体改型设计

1.1 材料选型

舵机壳体原材料为6061T6航空硬铝。该材料系中等强度,具有良好的抗腐蚀性和冷加工性、韧性好、加工后不容易变形、氧化效果好等优良特点,广泛用于航空航天非承力件^[3]。

为满足舵机的性能要求,铸件舵机壳体材料选用与6061T6性能相近的A380铸铝。该铸铝易于铸造,便于机械加工,热传导性好。但因为含硅量过高,使其稍显粗糙,广泛应用于变速箱等铸造铝合金。且A380高压铸造的铝合金产品,一般不能进行T6固溶处理,但可以进行时效处理。

6061T6 和 A380 两种材料的力学性能见表 1。

表 1 6061T6 和 A380 两种材料力学性能

合金 牌号	密度/ (g/cm ³)	硬度 /HV	抗拉强度 /MPa	屈服强度 /MPa	弹性模量 /GPa	泊松比
6061T6	2.7	95	310	240	70	0.3
A380	2.7	70-80	295	160	70	0.3

1.2 结构设计

舵机壳体含上盖和安装板两个零件。其中上盖和安装板是舵机内部传动齿轮组件的安装基准,其加工精度是否满足要求直接决定着内部传动齿轮组件是否能够安装到位,最终影响舵机是否存在卡死或者转动异常等现象。

考虑压铸件的结构特点,在舵机壳体增加拔模斜度及合适的铸造圆角,保证铸件毛坯可以顺利脱模,防止铸件交角处产生缩孔以及由于应力集中产生裂纹等缺陷;同时保证不能干涉内部零件的装配。舵机壳体结构设计如图 1 所示。

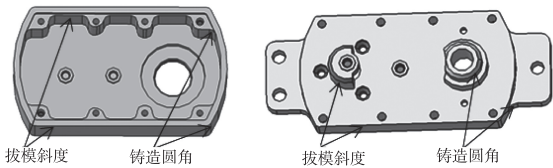


图 1 某型舵机壳体结构图(左:上盖;右:安装板)

1.3 模具、夹具设计

对舵机壳体结构形式进行分析:

1)考虑舵机壳体的受力形式,铸件壳体不允许存在裂纹、气孔、缩孔、缩松及夹渣等铸造缺陷^[4]。

2)考虑舵机上盖和安装板需要配合装配,将上盖和安装板设计在同一套模具上,铝液通过中间过道输送到铸件各个部位,减少因铝液冲击型腔飞溅而引起的氧化夹渣^[5],使铸件充型更加平稳。

3)考虑上盖和安装板内部结构复杂,尺寸公差、位置精度要求都很高,经工艺分析,这两个零件的尺寸精度无法直接通过压铸模具成型保证,只能先压铸毛坯(毛坯预留加工余量),最后通过数控机床对铸件毛坯进行精加工,保证产品的最终精度和尺寸公差。

4)考虑舵机上盖和安装板的外侧有拔模斜度,后续精加工时无法直接装夹两侧进行铣削加工,故

需要设计一套夹具装夹定位,保证零件的加工精度。

综合考虑压铸工艺特点及舵机壳体工艺特点,设计合适的压铸成型模具和夹具。其中上盖和安装板的模具实物见图 2,夹具实物见图 3。

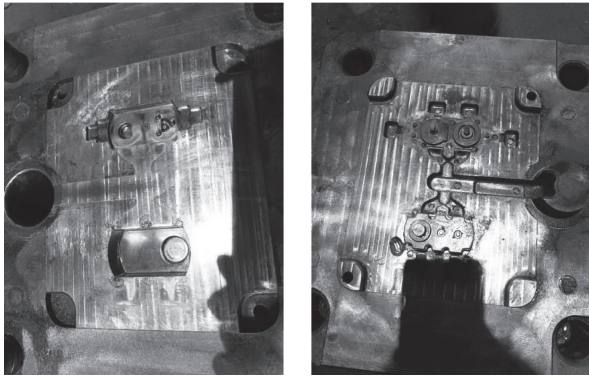


图 2 上盖和安装板的模具实物

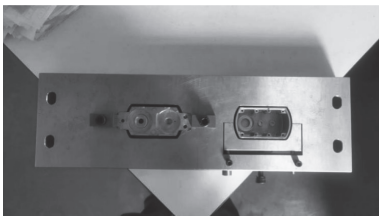


图 3 上盖和安装板的夹具实物

2 产品试制

参照工艺流程,对舵机壳体进行试制。

1)试模。将铸铝 A380 加热融化,将高温融化状态的铝液注入压铸机的压室,在高压作用下,快速填充压铸模具的型腔,并在高压下使其冷却凝固成型。

2)人工时效。为消除铸件毛坯的内应力,对铸件毛坯进行人工时效处理。

3)精加工。将夹具装在数控机床上,将铸件毛坯通过夹具安装定位。通过四轴加工中心对该套舵机壳体进行正反面加工,一次加工成型。加工完成的舵机上盖及安装板见图 4。



图 4 上盖和安装板(成品)

4)后处理。将加工后的舵机壳体进行清洗,吹

干、去毛刺等工序。

5) 表面处理。对舵机壳体进行氧化处理。

3 舵机装调及故障分析

根据要求对舵机进行装配,在装配过程中,发现该批铸件舵机存在齿轮卡涉、舵机电流跳动大、舵机卡死等现象。

3.1 故障分析

为确定故障原因,通过排除法,依次更换舵机壳体(用原机加件舵机壳体代替铸件壳体)、电机、齿轮组、滚针等零件,多次装配调试舵机,最终判定故障原因系该批铸件舵机壳体不合格引起。

为具体定位故障原因,随机抽取了几套铸件舵机的上盖和安装板,进行三坐标测量,发现两个零件的滚针孔中心距超差,同时壳体内部尺寸整体往一个方向偏,导致上盖和安装板配合时不同心,当装配滚针及齿轮组后,很容易导致齿轮内孔和滚针咬死,导致舵机转动异常,存在卡死的风险。

对该批铸件舵机壳体的图纸数模、铸造模具、铸造夹具、壳体精加工工艺方法等环节进行分析。经分析,舵机上盖和安装板内部的4个滚针孔($\phi 2.5$ mm)是关键尺寸,既要保证尺寸公差,也要保证相对的中心距。

在设计铸件模具时,为减少精加工余量,将上盖和安装板的4个 $\phi 2.5$ mm的滚针孔铸造成 $\phi 2$ mm的光孔,后续精加工时,只是将该孔铰孔至 $\phi 2.5$ mm。因铸造精度相对较低,不能保证铸造时两个 $\phi 2$ mm孔之间的中心距,导致最终铰孔后的 $\phi 2.5$ mm滚针孔的中心距达不到图纸要求(图5)。

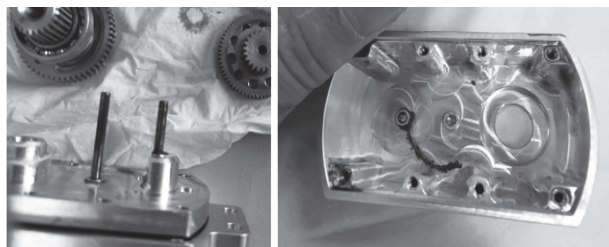


图5 舵机上盖和安装板故障分析

故初步分析:因铸件模具设计不合理,导致舵机壳体加工超差,导致舵机装配后舵机存在齿轮卡涉、舵机电流跳动大、舵机卡死等风险。

3.2 压铸模具改制及优化精加工工艺

为验证上述故障原因,对压铸模具进行改制,将模具上盖和安装板中滚针孔位置凸出的台阶铣掉(图6圈出的位置)。

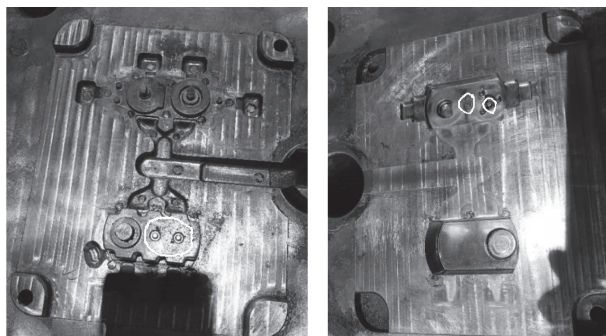


图6 上盖和安装板模具改制位置

同时为了保证加工过程中基准一致原则,对上盖和安装板的精加工工艺进行优化,如图7所示。

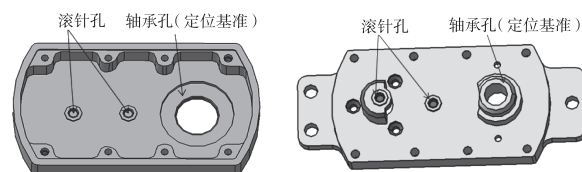


图7 上盖和安装板定位基准

上盖零件:以轴承孔为精加工的定位基准,推算上盖内部所有的孔位尺寸及公差尺寸,并按此尺寸公差进行加工。

安装板零件:以轴承孔为精加工的定位基准,推算安装板内部所有的孔位尺寸及公差尺寸,并按此尺寸公差进行加工。

压铸模改制完成后,参考舵机壳体产品试制流程重新进行试模和时效处理;并对改制后的舵机上盖和安装板按优化后的工艺方法进行试制。

上盖和安装板完成精加工后,对所有零件进行三坐标检测,经测量两种零件所有尺寸公差都满足图纸要求。

3.3 舵机装调及带载性能测试

对新一批试制的舵机壳体进行装配。经装配、调试,舵机运转平稳,磨车前后舵机电流正常,满足使用要求。

自制简易带载工装,搭建带载平台,对装配调试合格的20套舵机进行1 Nm带载试验测试(图8)。

经测试,所有舵机全部通过带载试验,未发现异常。

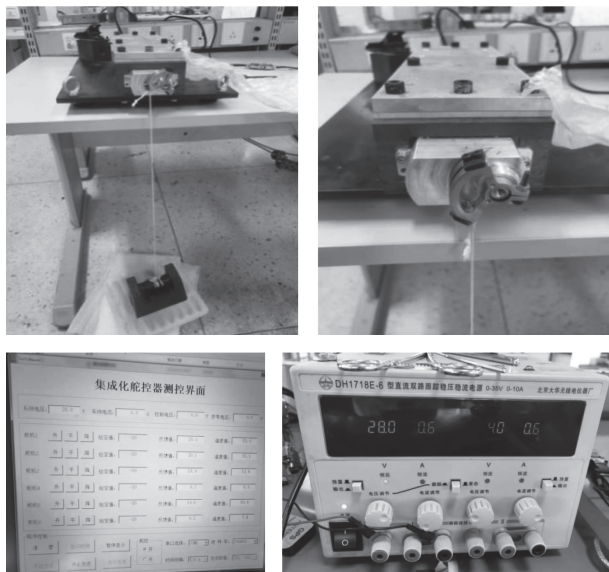


图8 某型舵机带载试验(1Nm)

3.4 小结

通过对舵机上盖和安装板的故障分析,可判断因压铸模具设计不合理,直接导致舵机壳体加工超差,最终导致原舵机齿轮卡涉、舵机电流跳动大、舵机卡死等故障。

分析故障原因后,对压铸模具改制、优化加工工艺,重新试制舵机壳体、完成装配调试、带载测试等工作。经测试,所有舵机全部通过性能试验,故障不再复现,完成相关归零工作。

4 应用效果

小批试制成功后,某型铸件舵机壳体已批量投产近1000余套,参考改进后的加工工艺方法,舵机壳体的一次加工合格率达99%。经改进后,舵机的装配合格率由原先的20%提高到98%以上。

目前铸件壳体已实现批产,装配的舵机已完成批产交付并已服役于某型无人机产品。且已完成多次飞行保障任务,产品一致性、可靠性较好。

舵机壳体由研制阶段的机加件改型至批产使用

的铸件件,并对铸件件进行结构优化设计及工艺优化,铸件壳体成本由原来的800元/套,降低到了60元/套,按一年1000套估算,累计一年可节省74万元。成本降低了92.5%,同时生产周期由原来的3个月缩短至3周,达到了降本增效的目的。

5 总结

对某型铸件舵机壳体进行改型设计,完成压铸模具设计及压铸产品加工。针对压铸后的舵机壳体存在的问题进行故障分析;并对压铸模进行改制,同时优化铸件产品的精加工工艺,通过装配、调试、带载性能测试验证了改进后的舵机满足使用要求。解决了铸件舵机壳体良品率低的问题,提高了舵机产品的合格率,缩短了生产周期,达到了降本增效的目的。

参考文献

[1] 赵飞,苏小平,周大双,等. 铝合金变速箱后壳压铸工艺设计与数值模拟优化[J]. 热加工工艺,2024,53(3):150-153.
[2] 聂磊. 无人机电动舵机系统设计与控制技术研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2019.
[3] 成大先. 机械设计手册:第1卷[M]. 5版. 北京:化学工业出版社,2007:3-273.
[4] 李宏英,赵志成. 铸造工艺设计[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
[5] 郭忠民,陈大胜. 薄壁复杂铝合金铸件低压铸造工艺实践[J]. 压铸,2007(7):62-64.

作者简介:张学铭(1987-),男,工学硕士,工程师,研究方向:无人机总体设计、无人机结构设计、舵机设计。
王建国(1990-),男,工学硕士,工程师,研究方向:无人机工艺设计、舵机设计。
姜立武(1989-),男,工学硕士,工程师,研究方向:无人机结构设计、CAE分析设计。

收稿日期:2024-02-22

锂离子电池浸没式热管理技术方案研究*

陈杰¹, 牛雅恒², 陈俊玄², 吴启超², 黄瑞^{2,3▲}, 俞小莉^{2,3}, 齐建斌²

(1. 浙江大学 工程师学院, 浙江 杭州 310015; 2. 浙江大学 能源工程学院, 浙江 杭州 310027;
3. 浙江省汽车智能热管理科学与技术重点实验室, 浙江 台州 317299)

摘要:为综合探究各因素对电池模组浸没冷却效果的影响与规律,以9节21700电池组成的最小模组单元为研究对象,搭建试验台架并展开研究,发现设计条件下,模组的温差在强制对流冷却1C放电时较小,而自然对流冷却则2C放电时较小。建立并验证了浸没冷却模组的数值仿真方法,将不同模型的计算结果进行对比分析,发现设计条件下,电连接件会影响模组的温升与温度分布。基于仿真方法探究了冷却介质及其流量与温度对冷却效果的影响,发现模组的温升与温差随流量的增大而降低,降低入口温度可以减小模组的温升,提高入口温度则可以减小模组的温差。

关键词: 电池热管理 浸没冷却 影响因素 温度分布

中图分类号: U469.72

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)05-0064-07

Immersion thermal management technology for lithium-ion battery

CHEN Jie, NIU Yaheng, CHEN Junxuan, WU Qichao, HUANG Rui, YU Xiaoli, QI Jianbin

Abstract: In order to comprehensively explore the influence and rule of various factors on the immersion cooling effect of battery module, taking the smallest module unit composed of nine 21700 batteries as the research object, a test bench was built and experimental research was carried out. It was found that, the temperature difference of the module under the condition of forced convection cooling was smaller when 1C discharged, while the temperature difference under the condition of natural convection cooling was smaller when 2C discharged. The numerical simulation method of the immersion cooling module was established and verified. By comparing and analyzing the results of different models, it was found that the electrical connection components would affect the temperature rise and distribution. Based on the simulation method, the influence of the cooling medium and its flow rate and temperature on the cooling effect was explored. The temperature rise and temperature difference decreased with the increased of the flow rate; reducing the inlet temperature would reduce the temperature rise, and increasing the inlet temperature would diminish the temperature difference of the module.

Keywords: battery thermal management, immersion cooling, influencing factors, temperature distribution

0 引言

储能技术作为提高系统稳定性与安全性的重要手段,受到了国家的高度重视。国家发改委会和能源局在《关于加快推动新型储能发展的指导意见》中提出,到2030年,实现新型储能全面市场化发展,新型储能成为能源领域碳达峰碳中和的关键支撑之一的目标^[1]。电化学储能作为一种技术成熟、品类丰富的储能技术,其进步离不开电池热管理技术的发展。根据工质的工作状态,热管理系统可分为空气

冷却^[2-7]、液体冷却和相变材料冷却^[8-11],其中直接液冷即浸没冷却,因其功耗低、冷却能力强而受到广泛的关注。

今年3月,南方电网在梅州宝湖的浸没式液冷储能电站正式投入运营^[12],4月,上海车展也有多家企业展示了其浸没冷却方案。国内外也有较多学者开展了浸没冷却研究,Karimi等^[13]对20串10并的软包电池,通过流阻与热电模型,探究了进出口结构对冷却效果的影响,发现三进一出的方案功耗低、冷却效果好。Tan等^[14]用仿真方法探究了流道高

度、层数、流速以及流动方向对模组热状态的影响,发现当总流道高度为 30 mm,层数为 4 层,流动方向为交叉流动时冷却效果最好。Wu 等^[15]设计并分析了一种轴向流动结构的冷却效果,试验表明其能有效抑制热失控蔓延。Wang 等^[16]将 60 节圆柱形电池浸没在电子氟化液中,探究了入口流量、温度及沸腾强度等因素的影响,发现强制对流和沸腾冷却分别影响电池的温升和温差。

分析近年来国内外学者的研究,可以发现当前工作还存在一些局限性,由真实电池模组试验数据验证仿真方法,并展开多种冷却介质冷却效果的研究较少。

针对上述不足,本文以 9 节 21700 电池构成的最小模组单元为研究对象,通过试验与仿真方法,探究冷却介质运行参数对电池热管理效果的影响及规律。首先搭建了浸没冷却试验台架,开展自然对流与强制对流冷却试验。在此基础上,建立了单体孤立模型以及镍片网络模型,根据试验工况设计仿真计算条件并模拟计算不同模型的热管理效果。最后选取了几种典型的冷却介质,计算分析其在不同入口条件下,模组的热状态及功耗的变化规律。

1 试验系统开发与应用

现有浸没冷却试验研究中多采用电加热棒来模拟电池模组的产热,而实际上电池的产热与其材料体系、电化学反应速度和程度、热物理性质等因素有关,而模组的产热还受其电连接件的影响,因此加热棒很难模拟真实模组的温度场;另一方面真实模组浸没冷却状态的测试数据,也可以验证数值仿真方法的准确性。综合上述因素,本章采用真实电池模组设计并展开浸没式热管理研究。

1.1 试验系统总体方案设计

相比于方形电池与软包电池,圆柱形电池体积更小,空间排布自由度更高,相应的工质的绕流情况也更为复杂,为了更充分全面地探究各因素对浸没冷却的影响,本章将 9 节等间距顺排的 21700 电池以 3P3S 的形式焊接成组,探究其在不同的浸没冷却条件下,不同位置电池的温度表现。

有研究表明相比于电池的产热功率,浸没冷却的能力是较强的^[17],而电池尤其是圆柱形电池的单

体容量与电压较小,为满足应用需求,往往需要将数量较多的电池或模块相互串并联成一个整体。因此一般情况下,浸没冷却有箱体容积较大而流量需求相对较小的特点。电池的具体参数如表 1 所示。

表 1 电池参数表

型号	容量 /Ah	密度 /(kg·m ³)	充电截止电压 /V	放电截止电压 /V
三星 INR21700-50E	4.9	2846	4.2	2.5
比热容 /(J/kg·K)	直径 /mm	高度 /mm	轴向导热系数 /(W/m·K)	径向导热系数 /(W/m·K)
871	0.942	0.748	0.9	24.2

研究表明,相比“U”形进出口,“Z”形进出口的流动与换热更均匀^[18-19],基于此,进出口采用下进上出、对角布置(三维“Z”形)的方式。该形式下,进出口附近分别为集流与汇流通道,尺寸需大于分流通道,因此,电池与内壁的距离,即电池边距选取为 2 倍电池间距,以去离子水为冷却介质,组成完整的试验对象,图 1 是所设计模组的照片。

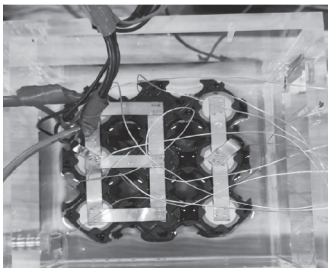


图 1 电池模组照片

如上所述,电池模组浸没冷却测试系统的总体功能要求是能够测试不同放电工况、不同冷却条件下电池模组的温度变化,包括模组的整体温升、单体温差等。根据功能需求,所设计的测试系统主要由三部分组成,分别为模组放电管理系统、冷却介质流动控制与测量系统以及电池温度测量系统,分别管理电池模组的放电电流,测量并控制冷却介质的流量,采集模组内各电池的温度数据。

1.2 测控系统软硬件设计

该部分包括模组放电管理系统、冷却介质流动控制与测量系统和电池温度测量系统三个模块。

放电管理系统主要功能是控制模组的工作电流

和放电深度,而放电负载恒流放电模式可以调节并控制工作电流,而放电深度则可通过工作电压来监测,因此直流放电负载能够满足放电管理系统的需求。根据模组的工作电压与电流选用广勤的 KP184 作为放电负载,具体参数见表 2。

表 2 放电负载参数表

参数	量程/数值	测量精度	调节精度
型号	KP184	/	/
电压	0 ~ 150V	0.05%	0.05%
电流	0 ~ 40A	0.05%	0.05%
功率	0 ~ 400W	/	/

流动控制测量系统主要由直流水泵、电源、流量计组成,通过调节水泵工作电流与流量计自带的流量调节旋钮,控制与调节冷却介质的流量,通过流量计读取具体的流量数据。

仿真预计算表明,试验中电池温升最高的工况,即 2C 自然对流冷却时,模组最高温度小于 36 ℃。因此强制对流冷却时未启用换热模块,采用 3 L 左右的去离子水循环流动的方式冷却模组,流量参考现有研究^[20]取为 0.5 L/min,流量传感器选用南京大华的 LZB-10WB 浮子流量计,具体参数见表 3。

表 3 流量计与水泵参数表

名称	参 数		
	型号	量程	精度
流量计	LZB-10WB	0.1 ~ 1L/min	2.5%
直流水泵	12V	5A (Max)	4L/min (Max)

温度测量系统主要由热电偶、信号采集模块、上位机、学生电源等几部分组成。其中测量电池单体温度的热电偶使用高温胶布粘贴在远离进口的电池侧面中部,以降低工质流动对测点温度的影响,进出口温度测点布置在进出口靠近电池箱体内侧的中部,如图 2 所示。

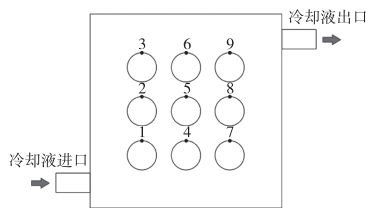


图 2 温度测点位置示意图

根据待测温度范围选用 T 型热电偶采集温度信号,热电偶采用二等标准水银温度计予以标定,标定范围为 0 ~ 50℃。热电偶信号由讯研的 DAM5511 数据采集模块采集并通过 RS485 串口转接线和上位机连接。上位机通过软件读取串口的数字信号,获取实时的温度信息,并予以显示和存储,具体参数见表 4。

表 4 主要传感器参数表

参 数	量程/数值	测量精度	调节精度
热电偶	T36	-200 ~ 260℃	0.4%
水银温度计	棒式	0 ~ 50℃	0.2%
数据采集模块	DAM5511 (T 型)	-200 ~ 400℃	0.1%
参 数	数 值	参 数	数 值
通道数	12	采样频率	10Hz
工作电压	10 ~ 30V	隔离电压	3000V

试验原理如图 3 所示。

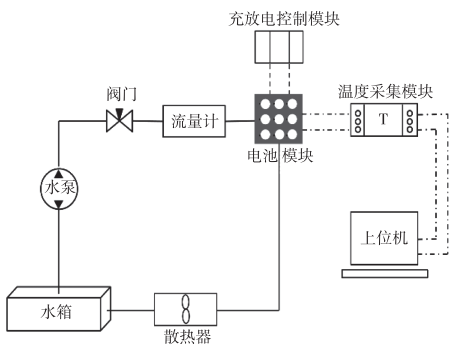


图 3 试验原理图

1.3 电池模组热状态测试

考虑到储能电站有工作时间长、高倍率放电时间短的特点,且其对体积密度与质量密度没有严格的要求,结合浸没式热管理冷却效果好、静态热容高的特点,本文设计了强制对流和自然对流两种工况,并分别在 1C 和 2C 放电工况下探究其冷却效果,为设计适合浸没式储能电站的热管理策略提供参考,具体试验参数见表 5。

表 5 试验工况表

参 数	值
放电倍率/C	1、2
冷却液流量/(L/min)	0、0.5
冷却液温度/℃	22.5(±1)
模组与环境初始温度/℃	22.5(±1)

试验结果如图4所示。由图4(a)可以看到,相比自然对流冷却,强制对流可以明显减小模组的最大温升;对比图4(a)、(b)可以发现,自然对流冷却时2C放电模组最大温差较1C要小,与强制对流工况相反,可能是因为自然对流冷却时,镍片、导线等连接件的产热促使冷却介质温度升高,进而减小了换热温差,且该影响随放电倍率的增大而增大。

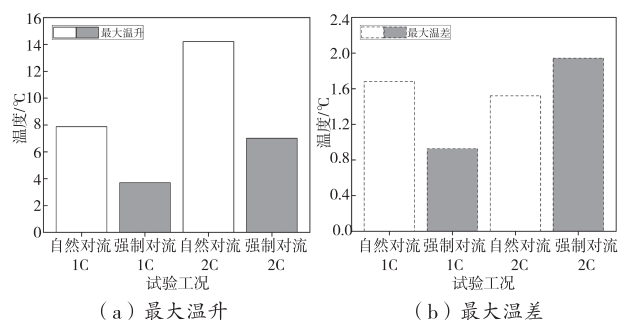


图4 试验工况模组最大温升与最大温差

图5是瞬态温升曲线,可以看到不同工况温升和温差的变化趋势与图4是一致的。图5(b)、(d)是1C、2C放电时,强制对流冷却各测点的温升曲线,相比自然对流冷却,其波动幅度更大;另一方面,强制对流冷却,温升曲线的快速温升段较短(100 s左右),曲线线性度与自然对流接近,有利于模组温差的减小。

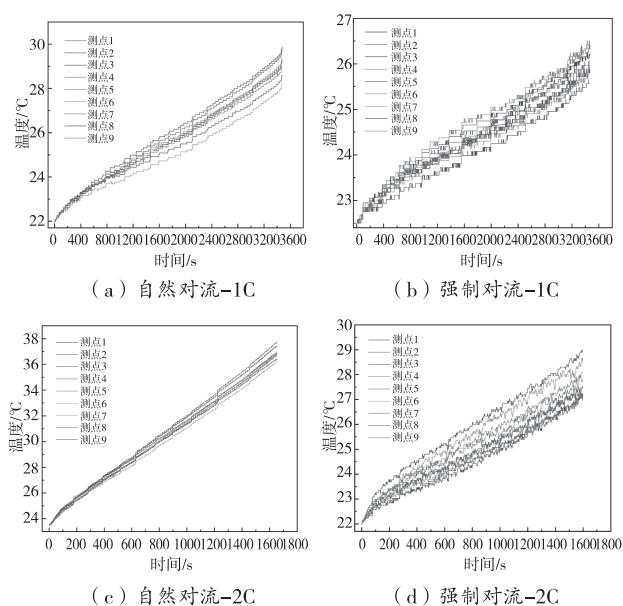


图5 试验工况各测点瞬态温升

2 热状态数值仿真方法及其验证

台架试验有直观、贴近实际应用场景、数据可信度高等优势,但是也有试验周期长、采集点数量有限、修改几何结构成本高等缺点。故本章基于试验工况与几何结构建立了数值仿真模型,并将模型计算结果与试验结果进行对比,验证模型的准确性。

2.1 电池单体产热模型

实际工作中电池的产热是复杂且不均匀的,基于①常物性;②均匀性;③一致性;④忽略导线产热对电池温升的影响等几点假设,进行模型的建立。

经推导后的电池产热表达式如式(1)所示。

$$q + Q_{tot} + MC_p \frac{dT}{dt} = 0 \quad (1)$$

$$Q_{tot} = Q_{rev} + Q_{irr} \quad (2)$$

式中: q 表示电池的散热率, Q_{tot} 表示总产热, M 表示质量, C_p 为定压比热容, Q_{rev} 代表可逆热, Q_{irr} 代表不可逆热,表达式如式(3)、式(4)所示。

$$Q_{rev} = -IT \frac{dU_{ocv}}{dT} \quad (3)$$

$$Q_{irr} = I(U_{ocv} - U) = I^2 R \quad (4)$$

式中: U_{ocv} 为开路电压, U 为工作电压, I 为工作电流, T 为工作温度, R 为总内阻。两式右边的量均可由实验测得,带入式(3)、式(4)后即可得到完整的单体产热模型。

2.2 数值仿真模型的建立

为了在仿真环境中计算分析电池模组的浸没式热管理规律与方法,建立了传热模型,并给出边界条件,与产热模型共同组成对浸没冷却电池模组热过程的数学描写。图6是模组几何模型的示意图。

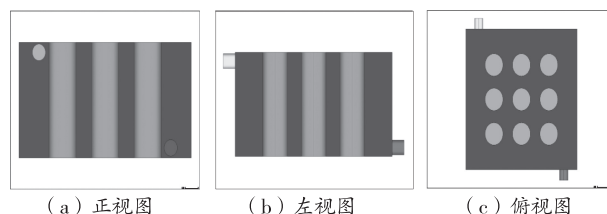


图6 浸没冷却电池模组几何模型三视图

在浸没冷却电池模组中,电池的散热是通过工质的流动来实现的,而关于流动传热,已有较为成熟的理论。由于去离子水在室温范围内物性较为稳

定,因此假设流体为常物性、无内热源、不可压缩的牛顿型流体,同时忽略粘性耗散热、辐射传热。对于不可压流体,通过质量守恒与 N-S 方程,即可求解包括速度在内的各物理量在时间和空间上的分布,再通过能量守恒方程建立温度梯度与速度的函数关系,最后由式(1)关联产热模型与传热模型。

2.3 数值仿真模型的应用与验证

验证模型的准确性,基于试验工况设计了相应的仿真计算条件,具体参数见表 6。其中流量 0 L/min 对应自然对流工况,0.5 L/min 对应强制对流工况。

表 6 仿真计算条件-模型验证

参 数	值
放电倍率/C	1.2
冷却液流量/(L/min)	0、0.5
模组与环境初始温度/℃	22.5(±0.5)

图 7 是模组 1C 放电时仿真计算与试验结果的对比,可以看到自然对流、强制对流条件下,仿真与试验结果的最大偏差分别为 2.2℃、0.5℃,自然对流的偏差大于强制对流,且温度分布也有较大的差别。而除 3,6,9 号测点(负极导线穿过 3,6,9 号电池与正极导线共同接入保护板)外最大偏差为 1.2℃(4.1%),且平均温度的偏差均在 0.5℃以内,表明偏差的主要来源在于温度分布的不同,整体热交换的量与电池温度是相近的。

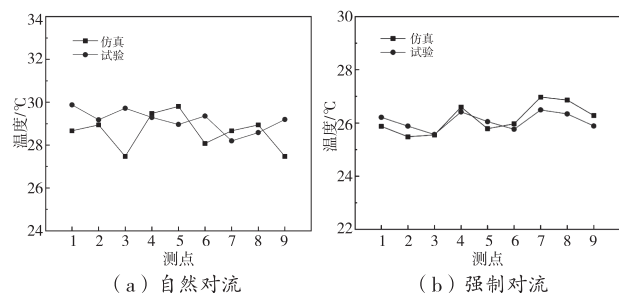


图 7 仿真与试验结果-1C

图 8 是 2C 放电时仿真计算与试验结果,其中自然对流冷却除 3,6,9 测点外最大偏差为 1.6℃(4.4%),强制对流冷却最大偏差为 1.0℃(3.5%)。在忽略导线产热影响的前提下,模型的偏差小于 5%,验证了模型的可靠性。

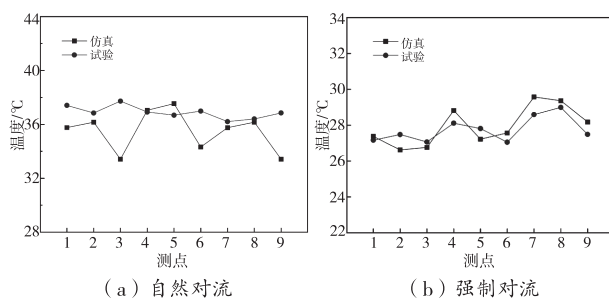


图 8 仿真与试验结果-2C

由图 9 可以看到,就绝对数值而言,镍片网络引起的平均偏差是较小的(小于 0.4℃),但其占比仍有 20%~40%,因此从绝对数值来看镍片网络对计算结果的影响是较小的,而从占比来看,其影响是不可忽略的,故在精度要求较高的仿真计算中应考虑电连接件的影响。本文着重探究冷却介质运行参数对热管理效果的影响的规律,因此后续分析采用单体孤立模型展开。

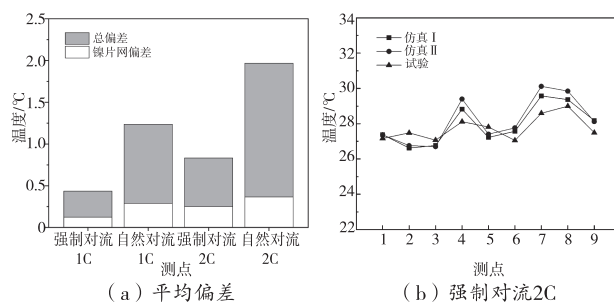


图 9 仿真与试验结果-镍片网络的影响

另一方面,镍片网络模型中,高温电池的温度有所降低,但低温电池温度的变化较小,这可能是因为镍片网络在传导热量的同时也受到工质的冷却作用。

3 冷却介质运行参数对热管理的影响

由于浸没式热管理中冷却介质与电池直接接触,因此要求工质有良好的绝缘性能。而满足电导率的要求,且常温下为液态的材料主要有去离子水、电子氟化液、矿物油和硅油等。作为冷却介质其热管理效果和功耗主要受比热容和粘度等物性参数的影响。本文对以上四类工质各取其一,并分别编号为工质 I、II、III、IV,探究不同入口流量和入口温度条件下,各工质冷却模组的热状态参数及其变化规律。

表 7 冷却介质物性参数表

冷却介质	密度 /(kg/m ³)	粘度 /(mPa·s)	比热容 /(J/kg·K)	导热系数 /(W/m·K)
去离子水	998.2	1.003	4182	0.6
电子氟化液 DI ^[20]	1540	0.544	1100	0.062
矿物油 ^[21]	924.1	51.75	1900	0.13
硅油	973.5	12175	2030	0.2287
PMX-200 ^[22]				

3.1 入口流量

图 10 展示的是各工质冷却模组热状态与压降与流量的关系。可以看到除了工质Ⅲ,其余工质冷却模组的最高温度与最大温差均随流量的增大而降低,且流量从 0.5 L/min 升高到 0.8 L/min(第一段流量上升)时降幅更大,表明增大流量提升的冷却效果有可能是逐渐降低的。同时由图 10(a)也可以看出,虽然模组 I~Ⅳ的温度变化规律有所区别,但其压降基本随流量线性增大,且粘度越大,线性度越高。

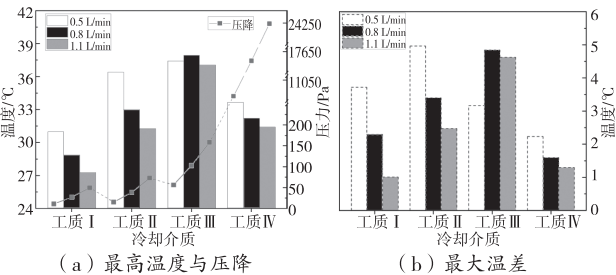


图 10 模组热状态与压降-入口流量

3.2 入口温度

图 11 展示的是改变入口温度后各工质冷却模组热状态的变化情况。其中图 11(a)、(b)分别对应放电结束时模组的热状态指标 $T_{\max}$ 与 $\Delta T_{\max}$, 可以看到升高入口温度,指标 $T_{\max}$ 与 $\Delta T_{\max}$ 的变化趋势是相反的,即前者随入口温度的升高而升高,后者则随入口温度的升高而降低,且 $T_{\max}$ 的变化幅度更大。

4 结论

本文以 9 节 21700 电池构成的最小模组单元为研究对象,采用试验与仿真的方法,探究冷却介质的物性参数(包括工质的粘度、流量和温度三个方面)

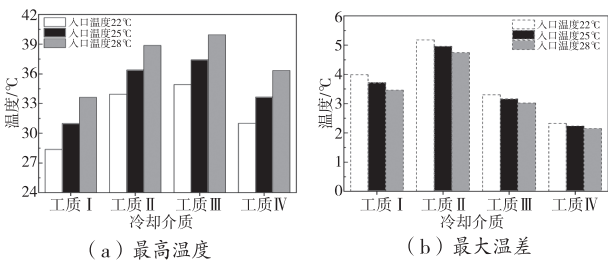


图 11 模组热状态与进出口温差-入口温度

对冷却效果的影响及规律,为浸没式热管理系统的研究与开发提供参考,主要结论如下:

- (1) 搭建了一个真实的模组单元的浸没冷却试验台,研究发现试验条件下,模组的温差在强制对流冷却 1C 放电时较小,而自然对流冷却则 2C 放电时较小。
- (2) 镍片会改变模组的温升与温度分布,但在自然对流冷却时,不是影响模组温差的主要因素。
- (3) 通常情况下,模组的热状态指标 ($T_{\max}$ 与 $\Delta T_{\max}$) 随流量增大而减小,而降低入口温度对于降低模组最高温度有直接且稳定的效果,提高入口温度则能减小模组的温差。

参考文献

[1] 国家发展改革委 国家能源局关于加快推动新型储能发展的指导意见[EB/OL]. [2023-10-01]. https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2021-07/24/content_5627088.htm.

[2] KUZNETSOV G V, KRAVCHENKO E V. Evaluation of the limiting conditions for operation of a large electrochemical energy storage system[J]. Journal of energy storage, 2023, 65: 107384.

[3] KARIMI G, LI X. Thermal management of lithium-ion batteries for electric vehicles[J]. Int j energy res, 2013, 37: 13-24.

[4] LIN Y J, CHEN Y W, YANG J T. Optimized thermal management of a battery energy-storage system (BESS) inspired by air-cooling inefficiency factor of data centers[J]. Int j heat mass trans, 2023, 200: 123388.

[5] YANG K J, LI Y H, YUAN J, et al. A thermal management system for an energy storage battery container based on cold air directional regulation[J]. Journal of energy storage, 2023, 61: 106679.

- [6] CHEN K, SONG M, WEI W, et al. Design of the structure of battery pack in parallel air-cooled battery thermal management system for cooling efficiency improvement [J]. International journal of heat and mass transfer, 2019, 132: 309-321.
- [7] MAHAMUD R, PARK C. Reciprocating air flow for Li-ion battery thermal management to improve temperature uniformity [J]. Journal of power sources, 2011, 196 (13): 5685-5696.
- [8] SHEN M, GAO Q. System simulation on refrigerant-based battery thermal management technology for electric vehicles [J]. Energy conversion and management, 2020, 203: 112176.
- [9] HONG S H, JANG D S, PARK S, et al. Thermal performance of direct two-phase refrigerant cooling for lithium-ion batteries in electric vehicles [J]. Applied thermal engineering, 2020, 173: 115213.
- [10] ATAUR R, HAWLADER M N A, KHALID H. Two-phase evaporative battery thermal management technology for EVs/HEVs [J]. International journal of automotive technology, 2017, 18 (5): 875-882.
- [11] ZHAO R, GU J, LIU J. An experimental study of heat pipe thermal management system with wet cooling method for lithium ion batteries [J]. Journal of power sources, 2015, 27 3: 1089-1097.
- [12] 中国能源报. 全球首个浸没式液冷储能电站投运 [EB/OL]. [2023-10-01]. [http://paper. people. com. cn/zgnyb/html/2023-03/13/content_25971215](http://paper.people.com.cn/zgnyb/html/2023-03/13/content_25971215).
- [13] KARIMI G, DEHGHAN A R. Thermal analysis of high-power lithium-ion battery packs using flow network approach [J]. Int j energy res, 2014, 38: 1793-1811.
- [14] TAN X J, LYU P X, FAN Y Q, et al. Numerical investigation of the direct liquid cooling of a fast-charging lithium-ion battery pack in hydrofluoroether [J]. Applied thermal engineering, 2021, 196: 117279.
- [15] WU S Q, LAO L, WU L, et al. Effect analysis on integration efficiency and safety performance of a battery thermal management system based on direct contact liquid cooling [J]. Applied thermal engineering, 2022, 201 (A): 117788.
- [16] WANG Y F, WU J T. Thermal performance predictions for an HFE-7000 direct flow boiling cooled battery thermal management system for electric vehicles [J]. Energy conversion and management, 2020, 207: 112569.
- [17] TAN X J, LYU P X, FAN Y Q, et al. Numerical investigation of the direct liquid cooling of a fast-charging lithium-ion battery pack in hydrofluoroether [J]. Applied thermal engineering, 2021, 196: 117279.
- [18] KARIMI G, DEHGHAN A R. Thermal analysis of high-power lithium-ion battery packs using flow network approach [J]. Int J Energy Res, 2014, 38: 1793-1811.
- [19] PARK J, LI X G. Effect of flow and temperature distribution on the performance of a PEM fuel cell stack [J]. Journal of power sources, 2006, 162 (1): 444-459.
- [20] 郭豪文. 纯电动汽车浸没式液体冷却电池包的模拟与实验研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2022.
- [21] KIM G H, PESARAN A. Battery thermal management design modeling [J]. World electr veh j, 2007, 1: 126-133.
- [22] MICHAEL A M, ASHWIN K Y R, SAYEED A, et al. Impact of chemical additives on gas evolution behavior in supersaturated solutions at elevated pressures [J]. Energy & fuels, 2021, 35 (12): 9894-9902.

基金项目: 能源清洁利用国家重点实验室开放基金 (ZJUCEU2022016); 氨-柴油混合燃料船舶发动机研制 (2022Z151)。

作者简介: 陈杰 (1992-), 男, 硕士研究生, 研究方向: 电池热管理。

通讯作者: 黄瑞 (1985-), 男, 高级实验师, 研究方向: 汽车及动力机械实验教学、汽车及动力机械试验技术。

收稿日期: 2023-11-01

小型山地电动履带运输车动力学仿真与分析

郭园园

(西安思源学院 增材制造技术应用陕西省高校工程研究中心, 陕西 西安 710038)

摘要:丘陵山区地貌复杂多变,阻碍了中大型农用机械进场作业。为此,设计一款适用于山区的小型电动遥控式履带运输车,并以该运输车为研究对象,利用 RecurDyn 仿真运输车在山地纵横坡行驶等过程中的动力学性能。结果表明,运输车载重 200 kg 在黏土路面上行驶时,纵向上坡最大坡度角为 40° ,纵向下坡最大坡度角为 37° ,横坡行驶最大坡度角为 27° 。试验结果表明,运输车纵坡上坡的极限值与仿真结果的相对误差为 7.5%,吻合度较高。试验验证了在不同路面行驶时该运输车运行稳定,可满足目前山地运输车的使用要求。

关键词:履带运输车 RecurDyn 爬坡性能 动态仿真

中图分类号: TP202

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)05-0071-06

Dynamic simulation and analysis of small electric crawler vehicle

GUO Yuanyuan

Abstract: The complex and variable landscape of mountainous areas hinders the use of medium and large-sized agricultural machinery. Therefore, a small electric remote-controlled crawler vehicle suitable for mountainous areas is designed, and its dynamic performance on slopes is simulated and analyzed by using RecurDyn. The results show that when the vehicle is loaded with 200kg and traveling on clay road surface, the maximum slope angle of longitudinal uphill is 40° , the maximum slope angle of longitudinal downhill is 37° , and the maximum slope angle of cross-slope driving is 27° . The test results show that the relative error between the limit value of longitudinal uphill and the simulation result is 7.5%. The vehicle operates stably when traveling on different road surfaces, and can meet the current requirements for the use in mountainous areas.

Keywords: crawler vehicle, RecurDyn, climbing performance, dynamic simulation

0 引言

丘陵山区具有很大的农业经济发展潜力^[1],然而,由于其机耕道窄、坡地多、地块零碎等复杂地形,使得中大型农业机械不能进场作业,所以在这类地区,农业机械化水平与平原地区相比有很大差距。履带式底盘与轮式底盘相比,具有转向灵活、接地比压小等优点,同时,从经济性、路面适应能力和稳定性等方面来看,履带底盘也更加适合丘陵山区。

Francesco 等^[2]对农用履带车进行了动态仿真模型的建立,研究了履带底盘跨越壕沟以及转向时的动态稳定性,并对物理样机进行了稳定性实验验证;陈安成等^[3]通过 RecurDyn 动态仿真分析了履带车在不同路面行驶时的可靠性和平顺性;王保卫

等^[4]对农用履带收割机建立虚拟样机动态仿真模型,探究履带收割机在典型路况下的动力学性能;赵殿报^[5]对应用于山地丘陵的履带底盘进行了静态纵横向的稳定性分析,理论推导出履带底盘的纵向极限倾翻角为 33.82° ,并通过实验对其稳定性能进行了验证。

为了满足山地运输机节能、轻便和灵活的性能需求,课题组研制了一套履带式运输机,通过建立运输机虚拟样机,仿真分析其爬坡越障等动态性能,研究和开发小型山地运输机,对提高劳动生产率、推动农业机械化的发展有着十分重要的作用。

1 电动履带运输机整体结构

传统内燃机式履带运输机主要由驱动轮、导向

轮、承重轮、拖带轮及履带组成的“四轮一带”行走系统,内燃机,变速器,车架,驾驶室等部分构成^[6]。在作业过程中需人工操作,对操作能力的熟练程度有要求。由于人要坐在驾驶室中控制其行走作业,势必会导致运输机有效载重面积的减少,并且在复杂地形条件下操作行驶时存在一定的安全隐患。

为了有效避免上述缺点,本文设计的电动履带运输机包括有以“四轮一带”为基础的行走系统,由铅酸蓄电池、驱动电机、减速器等组成的动力输出系统,无线遥控式操作的控制系统。此设计的目的在于减少了驾驶室,这样不仅可以极大地减小作业过程中的人员安全性,并且增加了受力面积,防止了原始结构作业环境下车架前后载重不匀所导致的车辆倾翻事故,提高了相同尺寸下车架的承载能力。

由图 1 所示,所设计的电动履带运输机除传统“四轮一带”设计外,铅酸蓄电池、电机及减速器均置于运输机内部且对称分布,此设计目的在于增加运输机车身稳定性,此设计优点在于排列紧凑,增加了车架的承载能力。

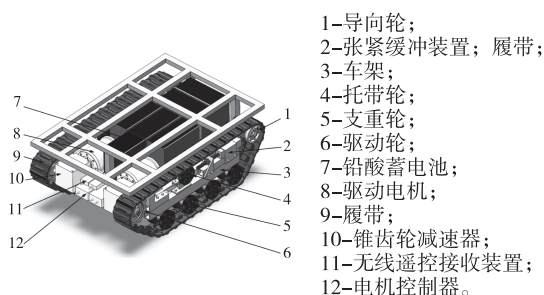


图 1 电动履带运输机总体设计图

电动履带运输机结构参数如表 1 所示。

表 1 电动履带运输机结构参数

参 数	数 值	参 数	数 值
重量/kg	680	驱动轮直径/mm	240
轨距/mm	650	支重轮直径/mm	150
整机尺寸/mm	1500×850×580	导向轮直径/mm	180
履带接地长度/mm	1100	托带轮直径/mm	130

履带运输机性能指标:最高车速 5 km/h;最高车速加速时间小于 2 s;蓄电池续航时间不低于 3 h。

2 底盘稳定性分析

履带运输机作业时会面对复杂的环境,行驶过

程中一旦倾翻,将会造成损毁和经济损失,影响作业完成效率,行驶稳定性必须满足要求^[7]。探究履带运输机在横坡和纵坡两种工况下的稳定性。

履带运输机在横坡上行驶时的受力如图 2 所示。

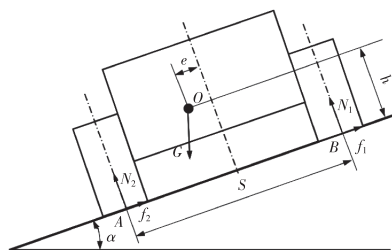


图 2 运输机横坡行驶受力简图

由图 2 对运输机受力分析可得:

$$\begin{cases} N_1 + N_2 = G \cos \alpha \\ f_1 + f_2 = G \sin \alpha \end{cases} \quad (1)$$

式中, N_1, N_2 为地面对履带的垂直反力; f_1, f_2 为地面阻止左右两侧履带的横向滑移力; G 为重力; α 为横坡角度。

根据力矩平衡,对 A 点取矩,可得:

$$N_1 S + G h \sin \alpha - G \left(\frac{S}{2} - e \right) \cos \alpha = 0 \quad (2)$$

式中, S 为轨距; h 为质心高度; e 为质心偏移量。

式(2)化简后得:

$$N_1 = \frac{G \left(\frac{S}{2} - e \right) \cos \alpha - G h \sin \alpha}{S} \quad (3)$$

要使运输机横向行驶不倾翻需满足条件 $N_1 \geq 0$ ^[8],即需满足:

$$\left(\frac{S}{2} - e \right) \cos \alpha - h \sin \alpha \geq 0 \quad (4)$$

设不倾翻的最大坡度角为 α_m ,且 e 为 0,则分析可得:

$$\alpha_m = \arctan \frac{S}{2h} \quad (5)$$

最大坡度角 α_m 与结构参数关系如图 3 所示。

已知运输机轨距为 650 mm,载重 250 kg 重物时的质心高度为 410 mm。代入公式(5),得最大坡度角约为 38°。

履带车不发生侧滑的条件为 $G \sin \alpha \leq \Phi_z G \cos \alpha$ ^[9],即不产生侧滑的最大坡度角 α_z 为:

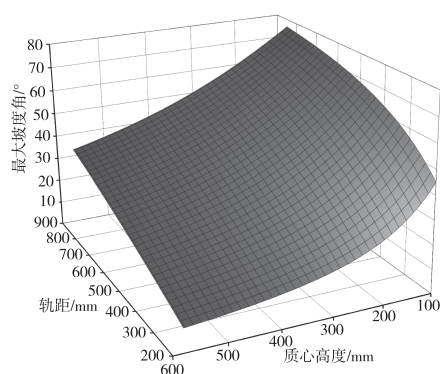


图3 横向最大坡度与结构参数关系图

$$\alpha_z = \arctan \Phi_z \quad (6)$$

式中, Φ_z 为横向附着系数, 取 $\Phi_z = 0.5$, 不产生侧滑的最大坡度角 $\alpha_z = 26^\circ$ 。

履带运输机纵向上坡和下坡时的受力如图4所示。

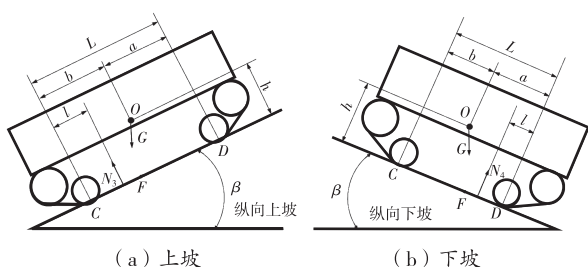


图4 运输机纵坡上坡、下坡行驶受力图

履带运输机在匀速上坡时受力平衡, 对 C 点取矩, 由力矩平衡可得:

$$bG\cos\beta - hG\sin\beta - N_3l = 0 \quad (7)$$

式中, b 为质心到支撑点距离; β 为纵坡角度; h 为质心高度; N_3 为地面对履带的垂直反力; l 为支重轮至垂直反力间的距离。

由受力平衡可知 $N_3 = G\cos\beta$, 代入式(7) 得:

$$l = \frac{b\cos\beta - h\sin\beta}{\cos\beta} \quad (8)$$

而要使运输机不发生倾翻, 则需要满足的条件为 $l \geq 0$, 即 $b\cos\beta - h\sin\beta \geq 0$, 因此可到运输机不倾翻的最大极限翻倾角 $\beta_{m\perp}$ 为:

$$\beta_{m\perp} = \arctan \frac{b}{h} \quad (9)$$

极限翻倾角与结构参数关系如图5所示。

已知运输机质心到支撑点距离 b 为 335 mm, 载重 250 kg 重物时的质心高度为 410 mm。代入公式

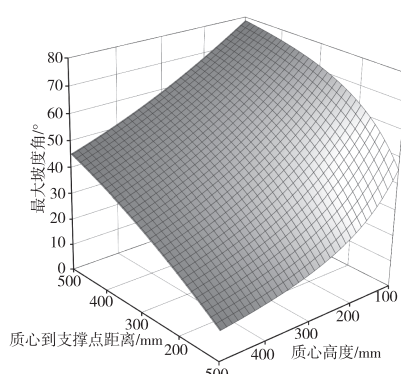


图5 纵向最大坡度角与结构参数的关系

(9), 得最大坡度角约为 39° 。

同理, 纵向下坡最大坡度角 $\beta_{m\downarrow}$ 为:

$$\beta_{m\downarrow} = \arctan \frac{a}{h} \quad (10)$$

已知运输机质心到支撑点距离 a 为 315 mm, 质心高度 h 为 410 mm。代入公式(10), 得最大坡度角约为 37° 。

3 底盘动力学模型的建立

Track-LM 是动态仿真软件 RecurDyn 专门为履带车辆的设计而开发的模块。通过 Track-LM 可以快速准确的构建履带底盘模型, 其 Ground 模块可建立各种道路模型, 从而实现对履带底盘各工况下的动态仿真与分析。利用 Track-LM 搭建底盘动力学模型, 并对其行驶情况进行仿真分析。

将运输机三维模型从 Solid-Works 中简化后导入 RecurDyn, 利用 Track-LM 模块建立运输机虚拟样机动力学仿真模型, 如图6所示。

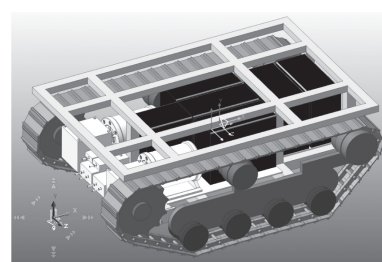


图6 运输机动力学仿真模型

对运输机虚拟样机模型根据表2中对应的关系建立各部件的约束副。

建立动态仿真模型和路面后, 针对履带运输机实际运行情况, 对驱动轮添加驱动函数: STEP(x, x_0, h_0, x_1, h_1)。

表 2 单侧履带系统约束副对应列表

部件 1	部件 2	约束类型	数目
运输机车体	驱动轮	旋转约束 (Revolute)	1
运输机车体	导向轮	旋转约束 (Revolute)	1
悬架	支重轮	旋转约束 (Revolute)	4
悬架	托带轮	旋转约束 (Revolute)	1
运输机车体	悬架	固定约束 (Fixed)	1
悬架	张紧缓冲装置	固定约束 (Fixed)	1

STEP =

$$\begin{cases} h_0 & x \leq x_0 \\ h_1 + (h_1 - h_0) \cdot \left[\frac{(x - x_0)}{(x_1 - x_0)} \right]^2 \cdot \left\{ 3 - 2 \left[\frac{(x - x_0)}{(x_1 - x_0)} \right] \right\} & x_0 \leq x \leq x_1 \\ h_1 & x \geq x_1 \end{cases} \quad (11)$$

式中, x 为自变量; x_0 为自变量始值; x_1 为自变量终值; h_0 为函数始值; h_1 为函数终值。

研究运输机的 3 个档位, I 档速度 2 km/h, 此约束需施加在驱动轮旋转副上, 将目标车速换算成驱动轮的角速度, 大小为 4.48 rad/s, 其表达式为 STEP (Time, 0, 0, 0, 4.48)。同理, II 档速度 4 km/h, 其表达式为 STEP (Time, 0, 0, 0, 8.96), III 档速度 5.3 km/h, 其表达式为 STEP (Time, 0, 0, 0, 11.87)。

路面特性选择黏土路面, 黏土路面的物理性能参数见表 3。

表 3 黏土路面物理性能参数

参 数	数 值
接地比压 p/Pa	0.069
土壤变形指数 n	0.5
剪切内阻力角 $\Phi/^\circ$	20
剪切变形模量 m	5
粘聚变形模量 $k_c (\text{kN} \cdot \text{m}^{-n-1})$	4.127
摩擦变形模量 $k_\phi (\text{kN} \cdot \text{m}^{-n-2})$	0.433

4 动力学仿真分析

对载重 200 kg 的运输机在黏土路面环境下纵坡行驶的过程进行仿真分析, 仿真结果如表 4 所示。

表 4 不同工况仿真结果

指 标	仿真值
横坡行驶最大坡度角/ $^\circ$	27
纵坡上坡最大坡度角/ $^\circ$	40
纵坡下坡最大坡度角/ $^\circ$	37

4.1 横坡行驶

本文设置履带运输机在三种不同角度 (15°、25°、35°) 的黏土横坡上进行仿真, 根据仿真结果可得车体侧向偏移量, 如图 7 所示。

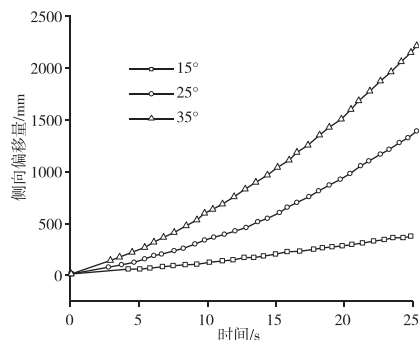


图 7 不同坡度下车体侧向偏移量

按照 GB/T 15370.4—2012 的有关规定, 运输机偏移量不应大于 6%。从图 7 可以看出, 在 15° 和 25° 横坡上, 运输机滑移量分别为 1.26% 和 4.64%; 在 35° 横坡上, 履带与路面发生打滑现象, 滑移量增至 7.38%。说明运输机在坡度为 35° 的横坡上行驶时, 横向附着力较小, 易发生滑移倾翻, 造成安全隐患, 运输机在实际应用中应在小于 25° 的横坡上行驶。

4.2 纵坡行驶

履带运输机以不同速度纵向攀爬 25° 的黏土斜坡, 图 8 为俯仰角和质心垂向速度的仿真结果。

从图 8(a) 可以看出, I 挡爬坡时, 0~6 s 时运输机在平路上启动加速, 俯仰角约为 0°; 6~18 s 时运输机开始爬坡, 俯仰角增至 27°, 在斜坡稳定后, 俯仰角为 25°; 21 s 后运输机完成爬坡, 在远处水平路面行驶。从图 8(b) 可以看出, 运输机质心垂向速度存在正负值的波动变化, 这是由于振动导致的, I 挡爬坡时, 质心最大垂向速度为 0.579 m/s; II 挡爬坡时, 质心最大垂向速度为 1.119 m/s; III 挡爬坡时, 运输机爬坡时出现翻车。对比分析可得: 速度越

快,爬坡开始得越早,爬坡过程花费时间也越短,但爬坡时的质心垂向速度波动大小与行驶速度呈正相关,行驶速度越大底盘越不稳定。所以,运输机纵向爬坡时,需挂低速挡行驶。

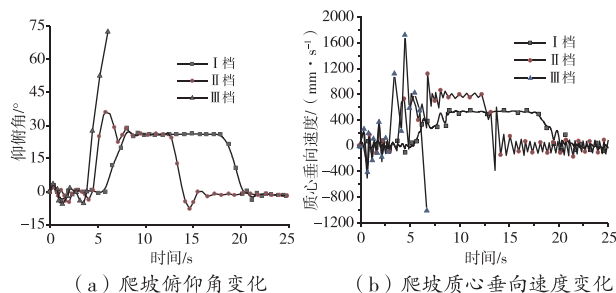


图8 运输机爬坡 25°时动力学仿真

履带运输机以不同速度纵向下 20°的黏土斜坡,图 9 为俯仰角和质心垂向速度的仿真结果。

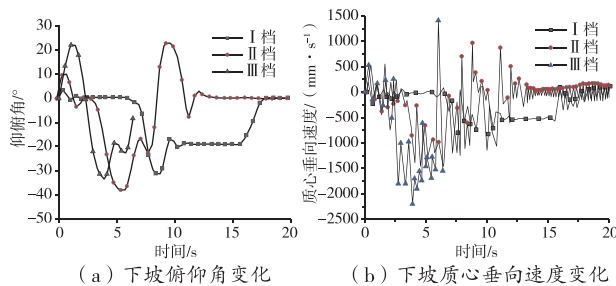


图9 运输机下坡 20°时动力学仿真

从图 9 可以看出, I 挡下坡时,前 6s 运输机行驶在平路上俯仰角为 0°;6 ~ 10 s 时运输机开始下坡,俯仰角减至 -31°;匀速下坡阶段,俯仰角为 -20°;17 s 后运输机完成下坡,质心最大垂向速度为 0.144 m/s,最小为 -1.236 m/s。II 挡下坡时,俯仰角波动增大,最大达到 20.8°,最小为 -37.4°,质心最大垂向速度为 0.913 m/s,最小为 -1.656 m/s。III 挡下坡时出现翻车。对比分析可得:运输机纵向下坡速度与仰俯角波动、质心垂向速度波动均呈正相关,下坡速度越快,底盘越不稳定性,容易发生倾翻。所以,运输机纵向下坡时,也需挂低速挡行驶。

5 纵向爬坡实验

测试履带运输机的纵向爬坡通过性,参照 GB/T 7586—2018 相关要求对履带车爬坡情况进行测试,运输机在不同挡位下,爬坡时间与坡度角的关系

如图 10 所示。

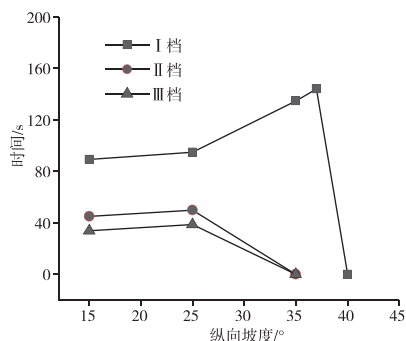


图 10 爬坡时间与坡度角关系

从图 10 可以看出, I 挡爬坡时,在 25°以内,坡度角大小对运输机爬坡时间影响不大,但在 25°以后爬坡时间逐渐增加,上坡角度最大可增至 37°。II、III 挡爬坡时,因运输车自身牵引力比较小,坡度增至 25°后就无法爬坡成功。

将实验结果与理论计算和仿真得出的极限爬坡角度对比分析,得出:实验极限爬坡角度 37°与理论计算 39°坡度的误差为 5.13%;与仿真 40°坡度的误差为 7.5%。这是因为理论计算和仿真得到的极限爬坡角均在理想条件下获得,但现实的试验场地土壤湿度大,爬坡时路面湿滑,使得履带的地面附着力减小。

6 结论

本文利用 RecurDyn 对小型山地运输机的横坡行驶、纵坡上坡和纵坡下坡进行动力学仿真,并进行了纵向爬坡实验,得出:

1) 对履带运输机行驶稳定性进行分析,得出横坡行驶最大坡度角为 26°,纵向最大爬坡角为 39°,最大下坡角为 37°。

2) 对履带运输机进行动力学仿真,得出横坡行驶最大坡度角为 27°,纵向最大爬坡角为 40°,最大下坡角为 37°。运输机纵向上下坡速度与仰俯角波动、质心垂向速度波动均呈正相关,速度越快,底盘越不稳定性,越容易发生倾翻。

3) 对履带运输机进行纵向爬坡实验,得出实际作业过程中纵向最大爬坡角为 37°。实验结果与理论计算以及仿真分析结果相吻合,满足山地运输机的使用要求。

某地铁铝合金车体底架断面拓扑优化设计

苑凤娇,孙丽萍[△],王玉艳,白玉玉

(大连交通大学 机车车辆工程学院,辽宁 大连 116028)

摘要:对某地铁铝合金车体进行了几种重要工况下的有限元分析,结果表明,该车体的静强度和刚度均符合规定的要求,而且具有一定的减重空间;随后对该车体底架铝合金型材断面进行了拓扑优化,根据拓扑优化的结果和工程实际重新设计底架的筋板,并通过有限元分析对其静强度和刚度进行验证,结果表明结构优化后的车体符合规定的静强度和刚度要求。优化后底架减重 268 kg,减重率为 8.8%,减重效果较为可观,本次拓扑优化分析结果可为今后铝合金地铁车体底架的筋板设计和轻量化研究提供一定的参考依据和思路。

关键词:地铁 铝合金车体 底架 拓扑优化 轻量化

中图分类号:U270.32

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0076-06

Topological optimization design of the underframe section of a certain subway aluminum alloy car body

YUAN Fengjiao, SUN Liping, WANG Yuyan, BAI Yuyu

Abstract: In this paper, the finite element analysis of a subway aluminum alloy car body under several important working conditions is carried out. The results show that the static strength and stiffness of the car body meet the specified requirements, and there is potential for weight reduction. Subsequently, topological optimization is carried out for the aluminum alloy section of the underframe of the car body, and the fascia of the underframe is re-designed according to the results of the topological optimization and the actual engineering practice. The static strength and stiffness of the optimized underframe are verified through the finite element analysis. The results show that the optimized car body meets the requirements for static strength and stiffness. After optimization, the weight of the underframe is reduced by 268 kg (8.8%), which is a considerable weight reduction. This study can provide reference for future lightweight design of the fascia plate of the underframe of the aluminum alloy car body.

Keywords: subway, aluminum alloy car body, underframe, topological optimization, lightweight design

参考文献

- [1] 王图展. 丘陵山区农业机械化发展的制约因素及对策——以重庆为例[J]. 农机化研究, 2013, 35(3): 24-28.
- [2] MOCERA F, NICOLINI A. Multibody simulation of a small size farming tracked vehicle[J]. Procedia structural integrity, 2018, 8: 118-125.
- [3] 陈安成, 穆希辉, 杜峰坡. 基于 RecurDyn 的小型履带车的建模与仿真[J]. 机械设计与制造, 2013, 30(10): 36-39.
- [4] 王保卫, 冯勇, 郑雷. 农用履带收割机典型路况下的动力学仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2015, 32(10): 77-81.
- [5] 赵殿报. 基于 HST 的山地丘陵履带式通用底盘研制[D]. 淄博: 山东理工大学, 2022.
- [6] 鲁鸣, 沈文龙. 电动农业车辆履带式底盘设计[J]. 汽车实用技术, 2018(19): 17-19.
- [7] 刘平义, 彭凤娟, 李海涛. 丘陵山区农用自适应调平底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(12): 42-47.
- [8] 苏锦荣. 基于履带式底盘的改进型森林消防车通过性研究[J]. 轻工科技, 2019(9): 53-54.
- [9] 张拓. 小型山地履带底盘行驶性能仿真分析及试验研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2019.

作者简介: 郭园园(1995-), 女, 助教, 硕士研究生, 研究方向: 增材制造、机电液一体化。

收稿日期: 2023-09-28

0 引言

在保证地铁车辆运行速度、运量、安全性、舒适性等性能指标不受影响的前提下,研发出更加环保的地铁车辆是国内外许多研究者共同关注的课题。运用合理的优化方法对车体进行减重,可以降低制造成本和维修成本,提升列车制动性能。在这样的时代背景之下,地铁车体的轻量化研究势在必行,且刻不容缓^[1-2]。

现阶段铝合金挤压型材是大部分地铁车体的主要组成部分,车体的底架、侧墙、车顶、端墙都由铝合金型材挤压而成,铝合金型材断面的结构会直接影响到车体的静强度和刚度等性能^[3]。因此车体铝合金型材断面设计必须要合理,但是长久以来,这种断面设计往往依靠研究人员的经验,缺乏理论依据,车体的铝合金型材断面一般具有比较大的安全裕度,同时也具备很大的减重空间。本文选取某出口地铁中间车体底架的铝合金挤压型材断面进行拓扑优化研究,依据优化结果和工程实际重新设计底架断面,并对车体的静强度和刚度进行校核。

1 拓扑优化理论与方法

20世纪以来,电子计算机与有限元理论的发展使得结构优化技术有了迅猛进展^[4]。相对于尺寸优化和形状优化,拓扑优化是一种新兴且更高级的结构优化方法^[5]。在当前广泛应用的所有结构优化技术中,拓扑优化技术是其中最具有前景又极具创新性的技术,其核心思想是指在给定的设计空间内,根据已知的载荷和约束条件,解决材料的分布问题,从而使结构的刚度达到最大或使输出位移、应力等达到规定要求^[6]。在产品初期,拓扑优化方法可以为整个产品设计过程提供一个理想的蓝图,有效地降低了产品设计过程的时间成本,大大提升了产品设计的准确性^[7]。拓扑优化中常用的拓扑表达形式和材料插值模型方法有:均匀化方法、密度法、变厚度法、拓扑函数描述方法^[8-9]。

本文使用的材料插值模型方法是密度法。密度法的核心思想是以有限元模型设计域内的每个单元的“单元密度”为设计变量,每个单元的“单元密度”的取值范围为 $[0,1]$,具体的取值与材料弹性模量 E

存在一定的函数关系。优化求解之后某处单元密度越靠近1,则表示该处的材料越重要,应该予以保留,反之,某处单元密度越靠近0,表示该处的材料重要程度较低,可以去除,从而使设计空间内的材料布局达到最合理的状态,提高材料的利用率,实现结构的轻量化^[10-11]。

2 车体结构静态仿真分析

2.1 车体几何结构与有限元模型

本文以某出口铝合金地铁中间车体底架的铝合金挤压型材为研究对象。该车体采用全长的大型中空铝合金挤压型材组焊成筒型整体承载结构,主要由底架、侧墙、车顶、端墙四部分相互焊接而成。车体的自重为16250 kg,车体单个客室的空调质量为900 kg,车体最大载客量为265人(65 kg/人),载客重量均布在底架地板上表面。该地铁车辆最高运行时速为70 km/h,车体长度为17680 mm,车体最大宽度为2650 mm,车体距轨面最大高度为3750 mm,车辆定距为12400 mm。

车体大部分结构采用四节点四边形单元划分,牵引梁与冲击座之间的螺栓用梁单元和RBE2单元模拟,门角采用五面体和六面体单元划分。该车体有限元模型共有144.3万个单元、129.8万个节点,质量为5602 kg。车体有限元模型如图1所示。

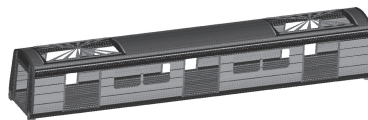


图1 车体有限元模型

车体大部分结构都是材料牌号为6005A和6082-T6两种铝合金材料,其屈服强度为225 MPa,材料密度为2700 kg/m³,弹性模量为69 GPa,泊松比为0.3。车体冲击座的材料为Q345钢,其屈服强度为345 MPa,密度为7900 kg/m³,弹性模量为210 GPa,泊松比为0.3。空调的重力以集中力的形式作用于车顶空调平台上,冲击座处的压缩力和拉伸力也以集中力的形式施加,车体的自重和最大载重以均布力的形式施加在地板上,车体的垂向约束施加在底架枕梁的空气弹簧处,横向约束和纵向约束施加在车体底架的大横梁上。

2.2 计算工况与评价标准

为了能使拓扑优化设计结果符合实际工程运用情况,对地铁车体底架进行多工况下的单目标拓扑优化设计。得到底架筋板的最优排布方式,选取该车体设计任务书中几种情况比较恶劣的工况对车体的静强度和刚度进行校核。最终完成车辆底架结构的拓扑概念设计。

表 1 是本次研究选取的三种比较危险的工况。

表 1 本次研究选取的三种工况

研究选取的三种工况	载 荷	约 束
工况 1	1.3 倍最大垂载工况	$1.3 \times (AW0 + AW5)$ 横向约束 +
工况 2	压缩工况	$AW0 + AW5 + 800\text{kN}$ 纵向约束 +
工况 3	拉伸工况	$AW0 + AW5 + 600\text{kN}$ 垂向约束

根据 EN12663—2010《铁路应用—铁路车辆车身的结构要求》及该铝合金车体任务书要求,在各计算载荷工况下,该车体结构的 VonMises 应力应小于材料的屈服强度。

依据 GB/T 7928—2003《地铁车辆通用技术条件》确定了地铁车体的刚度评价标准:即在最大垂直载荷作用下,车体底架边梁的静挠度不大于车辆两个转向架支承点之间距离的 1‰。本文所研究的地铁车辆两转向架支撑点距离即为车辆定距,长度为 12400 mm,故在 1.3 倍最大垂载工况下,相对于车体底架枕梁处边梁,底架边梁中部的垂向位移不能大于 12.4 mm。

2.3 仿真分析结果

利用 Optistruct 求解器计算得出车体的静强度和刚度,由结果可知,在 1.3 倍最大垂载工况下,车体的最大应力为 143.3 MPa(图 2),发生在侧墙窗角处,远低于铝合金材料的屈服强度。在压缩工况时,车体的最大应力为 224 MPa(图 3),发生在底架冲击座的螺栓孔处,远低于 Q345 钢的屈服强度。在拉伸工况下,车体的最大应力发生在底架冲击座的螺栓孔处,远低于 Q345 钢的屈服强度(图 4)。所以三种工况下车体的静强度均符合标准的要求。在 1.3 倍最大垂载工况下,车体底架边梁中间位置相对于转向架处边梁的垂向位移为 7.10 mm(图 5),不超过 12.4 mm,符合规定的静挠度要求。

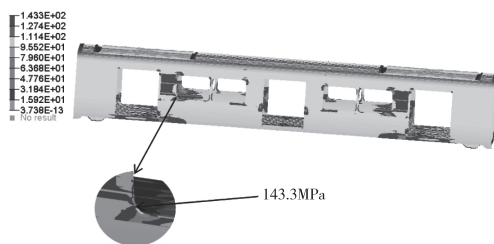


图 2 1.3 倍最大垂载工况下车体最大 VonMises 应力位置

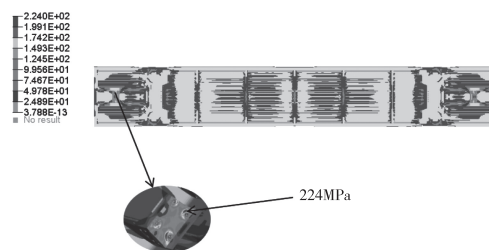


图 3 压缩工况下车体最大 VonMises 应力位置

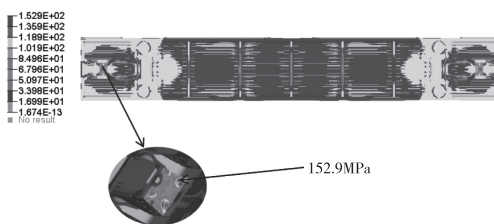


图 4 拉伸工况下车体最大 VonMises 应力位置

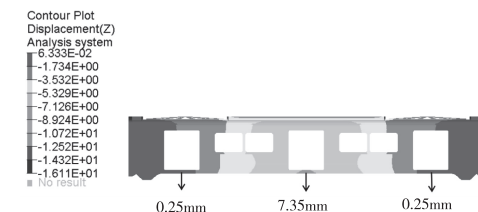


图 5 1.3 倍最大垂载工况下车体边梁垂向位移

根据有限元分析结果可知,车体还有很大的减重空间。

3 底架拓扑优化设计

3.1 底架断面拓扑优化

地铁车体底架的筋板排布方式是工作人员依照经验设计出来的,往往比较保守,在强度和刚度上都留有很大的余量。根据以上对车体的有限元分析结果可知,该车体确实有很大的减重空间,可以对车体底架进行拓扑优化,从而明确底架的传力路径,使底

架的筋板按照传力路径分布,减少不必要的筋板,最大程度地利用材料,使车体既能够满足相应的性能要求,又能实现轻量化,避免材料的浪费。车体底架由四种不同断面的大型铝合金挤压型材焊接而成(图6),序号①②③④代表构成底架的四种铝合金型材,其中①②③型材各两块,且关于车体对称面对称,④型材只有一块,位于底架中心位置,整个底架共由七块铝合金型材构成。底架横断面可以看出优化前车体底架筋板的排布方式,如图7所示。

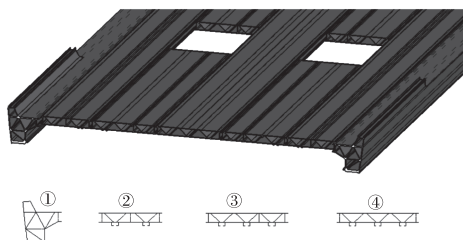


图6 拓扑优化前车体底架铝合金型材结构



图7 拓扑优化前底架筋板排布方式

本次拓扑优化采用整车模型计算,采用实体(SOLID)单元进行有限元建模,并将其定义为设计空间拓扑优化设计变量,其余车体结构为壳(SHELL)单元,定义为非设计空间。底架断面沿纵向延伸的空间为优化区域,在上下两层地板之间填充实体单元(Solid),以这部分实体单元的密度为本次拓扑优化的设计变量,以体积分数(设计域当前迭代步体积与初始体积之比)作为约束条件,优化的目标是使底架地板在三个工况下的加权应变能最小。底架拓扑优化的数学模型可以表示为:

$$\text{find } X = (x_1, x_2, \dots, x_N)^T \quad (1)$$

$$\min C_w(x) = \sum \omega_i D_i^T K_i D_i \quad (2)$$

$$\text{s. t. } 0.1V_0 \leq V_{\text{优}} \leq 0.3V_0 \quad (3)$$

其中, X —单元密度, $C_w(x)$ —加权应变能, ω_i —第*i*个工况下的加权值, D_i —第*i*个工况下的结构位移矩阵, K_i —第*i*个工况下的刚度矩阵, V_0 —结构初始体积, $V_{\text{优}}$ —优化后的结构体积。

由于底架地板是大型中空薄壁挤压铝型材,为使材料沿挤压方向的横截面保持一致,从而优化结

果可以采用型材制造,对设计变量沿车体纵向施加挤压约束。为了得到更清晰的密度云图,设置收敛容差为 1×10^{-4} ,最大迭代次数为200步。为了防止优化结果中有很多单元处于中间密度,需要调整离散度参数,使处于中间密度的单元移向两端1或0,这样产生更加离散化的结构,有利于为后续设计筋板排布提供参考。因为设计变量为实体单元,所以将离散度参数设置为3^[10]。由于采用SIMP技术对结构进行拓扑优化设计时需要大量有限单元用以离散设计空间,导致优化后的结构对网格的依赖性并产生“棋盘格”问题。针对这种情况,常采用最小成员尺寸控制法,这种方法的优点是能直接应用在拓扑优化进程中,与拓扑优化同时进行。在进行最小成员尺寸选取时,本文采用的最小成员尺寸为60 mm^[12]。

3.2 优化结果分析

该车体模型经88次迭代之后收敛得到最优结果,由图8可知,车体的加权应变能有了显著的降低。车体拓扑优化之后第88个迭代步的密度云图如图9所示,很大一部分单元的材料密度都集中在0或1这两个数值附近,少数单元处于中间状态,而且优化结果的离散程度也比较高。可以参考密度云图去除或保留某个位置的材料,但不能完全依赖于拓扑优化的结果,而是应以密度云图为基础,结合工程实际并考虑其可制造性,设计出新的筋板排布方式。密度云图中灰色的部分密度非常接近0,去除这部分材料并不会对车体的静强度和刚度性能造成太大影响;蓝色部分和绿色部分密度值比灰色部分的大,数值在0.12至0.67之间,这部分材料在密度云图中呈斜筋状分布,类似拓扑优化前底架的筋板排布方式,而且在整个底架横断面中所占比重比较多;黄色部分和红色部分密度值相对其他部分较大,主要分布在0.67至1之间,虽然在整个底架横断面中占比最少,但重要程度却最高,是整个底架横断面中最不容忽视的一部分。综上,在设计底架新的筋板排布方式时,原则上以密度云图中灰色部分以外的颜色分布为参考依据,同时考虑制造的可行性,将底架筋板按照如图10所示的方式排布,依旧由四种不同断面的大型铝合金挤压型材焊接而成,图11为构成新底架的四种不同断面的铝合金型材。

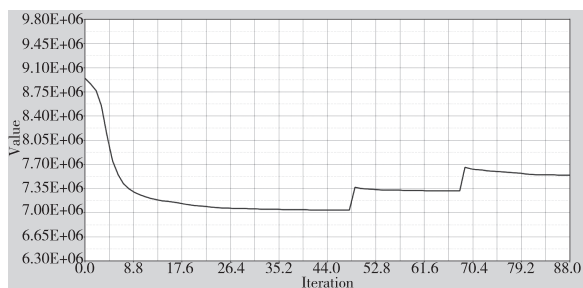


图8 底架拓扑优化迭代曲线

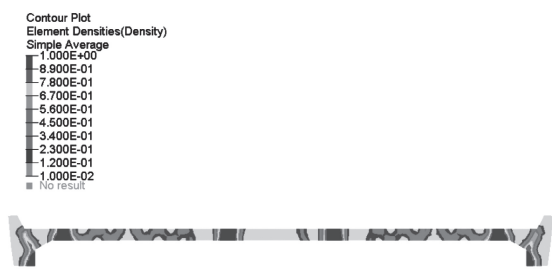


图9 底架拓扑优化结果云图

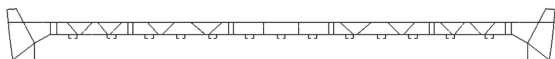


图10 拓扑优化后重新设计的底架筋板排布方式

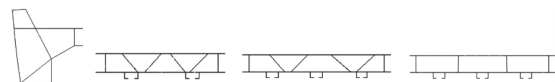


图11 优化后底架四种型材断面

4 优化后车体性能校核

对优化后的底架横断面的车体进行有限元分析,结果表明,优化后车体的静强度和刚度有所改变,但都没有超出许用范围。

4.1 静强度校核

如图12所示,在最大垂载工况下,整个车体最大 VonMises 应力值为 146.3 MPa,发生在侧墙窗角处,因为窗角这样的孔洞结构容易产生应力集中的问题,侧墙门窗附近的应力也比其他地方的更高;车体底架上最大 VonMises 应力值为 107.2 MPa,发生在地板上表面;端墙最大 VonMises 应力值为 12.7 MPa,发生在端墙下门角处,由于此处结构是直角结构,所以容易产生应力集中现象;车顶最大 VonMises 应力值为 31.8 MPa,发生在车顶层材上。如图13和图14所示,在压缩工况和拉伸工况下,车体最

大 VonMises 应力值分别为 203.8 MPa 和 153 MPa,发生在底架冲击座螺栓孔处,此处直接承受压缩载荷和拉伸载荷,且有螺栓孔洞,容易产生应力集中现象,所以应力最大;侧墙的最大 VonMises 应力值分别为 111.4 MPa 和 148.8 MPa,发生在侧墙窗角的位置;端墙的最大 VonMises 应力值分别为 139 MPa 和 91.1 MPa,发生在侧墙下门角处;车顶的最大 VonMises 应力值分别为 62.8 MPa 和 89.9 MPa,发生在车顶层材上。综上,在以上三种工况下,车体各个位置的 VonMises 应力值均小于对应材料的屈服强度,符合规定的性能要求。

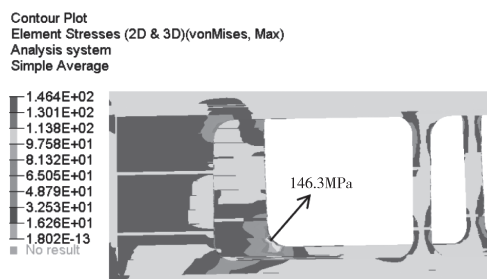


图12 优化后 1.3 倍最大垂载工况下车体最大 VonMises 应力位置

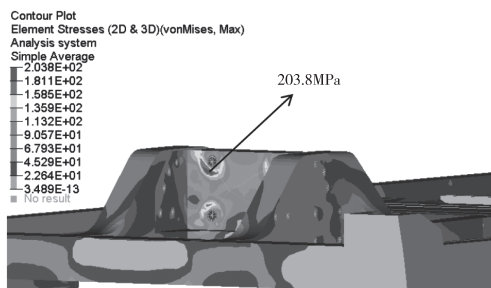


图13 优化后压缩工况下车体最大 VonMises 应力位置

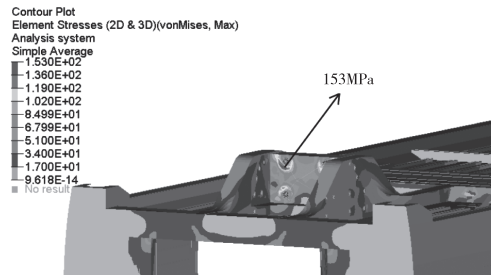


图14 优化后拉伸工况下车体最大 VonMises 应力位置

4.2 刚度校核

在 1.3 倍最大垂载工况下,车体底架边梁中间

位置相对于转向架处边梁的垂向位移为 7.30 mm,没有超过 12.4 mm,符合标准和任务书中规定的静挠度要求。

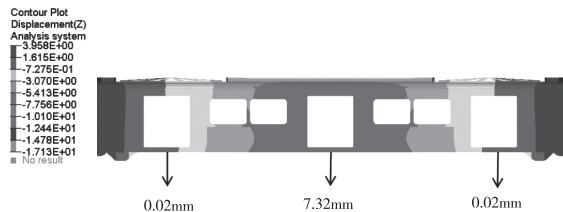


图 15 优化后 1.3 倍最大垂载工况下车体边梁垂向位移

综上,优化后三个工况下车体的最大 VonMises 应力变化幅度都不大,车体的静强度满足规范要求;车体底架边梁中间位置相对于转向架处边梁的垂向位移仅增加了 0.20 mm,符合标准规定的静挠度要求;优化之后底架减重 268 kg,减重率为 8.8%。表 2 为优化前后车体静强度、刚度及质量的对比。

表 2 优化前后车体性能对比

项目	整车最大应力/MPa			边梁中心 最大挠度/mm	质量/kg
	工况 1	工况 2	工况 3		
优化前	143.3	224	142.5	7.10	3052
优化后	146.3	203.8	153	7.30	2784
相对变化量	3	-20.2	10.5	0.20	-268
变化率	2.1%	-9.0%	7.4%	2.8%	-8.8%

5 结语

(1)本文在技术规范规定的几种不同工况下分别对某地铁中间车体进行了静强度和刚度分析,分析结果表明该车体的静强度和刚度均能满足规定的性能要求,并且具有一定的轻量化空间。

(2)对车体的底架铝合金型材断面进行拓扑优化分析,参考分析结果并考虑工程实际需求重新设计了底架的筋板排布方式。

(3)对拓扑优化后重新设计底架筋板的车体进行静强度和刚度的校核,结果表明,优化后车体的静强度和刚度均满足规定的性能要求。优化后的底架减重 268 kg,减重率为 8.8%,取得了不错的减重效果,实现了车体的轻量化需求,具有一定的工程意义。

参考文献

[1] 周勇. 某 B 类地铁铝合金车体轻量化研究[D]. 唐山: 华北理工大学,2021.

[2] 岳译新,周礼,陈希. A 型铝合金地铁车辆车体结构优化设计[J]. 电力机车与城轨车辆,2020,43(6):41-44.

[3] 朱瑶瑶. 地铁车辆车体结构分析与轻量化研究[D]. 大连:大连交通大学,2020.

[4] 敬海泉,罗楷明,何旭辉. 基于等效静荷载法的移动荷载结构拓扑优化[J]. 中南大学学报(自然科学版),2022,53(11):4292-4299.

[5] 陈瑞文,尹湘云,李刚,等. 考虑模态因素的齿轨动车车体地板梁的结构拓扑优化[J]. 机械强度,2022,44(5):1141-1147.

[6] 陈秉智,张雪青,邱广宇. 时速 400 公里高速列车底架拓扑优化[J]. 机械设计与制造,2021(7):272-275.

[7] 孙业琛,孙丽萍,王玉艳,等. 高速动车组排障器结构轻量化研究[J]. 大连交通大学学报,2020,41(4):86-89.

[8] 曾子铭,孙丽萍,王玉艳,等. 基于子模型法的牵引梁结构优化设计[J]. 大连交通大学学报,2022,43(3):37-40.

[9] 宋宇豪,孙丽萍,王玉艳. 某市域快轨车车顶中空铝合金型材断面拓扑优化[J]. 现代机械,2022(1):40-43.

[10] 洪清泉,赵康,张攀,等. OptiStruct & HyperStudy 理论基础与工程应用[M]. 北京:机械工业出版社,2013.

[11] 万平,康巍,陈晶晶. 城轨车辆司机室承载结构拓扑优化设计[J]. 电力机车与城轨车辆,2022,45(3):50-54.

[12] 刘金磊,朱南海. 基于拓扑优化的 H 型钢梁腹板截面轻量化设计[J]. 应用力学学报,2021,38(6):2275-2283.

作者简介:苑凤娇(1997-),女,硕士研究生,研究方向:车辆结构分析与现代设计方法。

通讯作者:孙丽萍(1965-),女,教授,硕士,主要从事车辆结构分析与现代设计方法的研究。

收稿日期:2023-10-23

汽车空调管路的流固耦合振动特性分析*

张宁波¹, 黄小如¹, 林祥智¹, 蓝庆祥²

(1. 广州华立科技职业学院, 广东 增城 511325; 2. 东莞市技师学院, 广东 东莞 523466)

摘要:为研究汽车空调管路的振动特性,对比分析了汽车空调管路在空管和考虑流固耦合特性下两种管路的振动特性。借助有限元分析软件对比分析空管和考虑流固耦合状态下管路系统的固有频率和振型图,根据分析结果可知,在考虑流固耦合后管路的固有频率值有明显的提高;为进一步研究管路振动特性,还对管路进行了谐响应分析,通过分析结果可知,当频率接近 5 Hz 时,空管和考虑流固耦合管路的振幅达到最大值,即在 5 Hz 附近容易出现共振现象,因此需要避开这个频率。

关键词:低压管 固有频率 流固耦合 谐响应分析

中图分类号: TG925. 12

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)05-0082-05

Analysis of fluid-solid coupling vibration characteristics of automotive air conditioning pipeline

ZHANG Ningbo, HUANG Xiaoru, LIN Xiangzhi, LAN Qingxiang

Abstract: In order to study the vibration characteristics of the automotive air conditioning pipeline, the vibration characteristics of the empty pipeline and the pipeline when considering fluid-solid coupling are compared and analyzed. The natural frequency and vibration mode diagram of the empty pipeline and the pipeline when considering fluid-solid coupling are compared by using the finite element analysis software. The results show that the natural frequency of the pipeline obviously increases when considering fluid-solid coupling. In order to further study the vibration characteristics of the pipeline, the harmonic response analysis is carried out. The results show that when the frequency is close to 5 Hz, the amplitude of both the empty pipeline and the pipeline when considering fluid-solid coupling reaches the maximum. In conclusion, resonance is prone to occur near 5 Hz, so this frequency needs to be avoided.

Keywords: low-pressure tube, natural frequency, fluid-solid coupling, harmonic response analysis

0 引言

随着汽车行业的蓬勃发展和人们生活水平的提高,汽车已经成为了人们生活中必不可少的一部分。同时人们对汽车的舒适性和安全性提出了更高的要求。汽车空调是汽车结构里面非常重要的一部分。汽车空调中的压缩机在整个汽车空调系统中起到心脏的作用。汽车空调压缩机在工作时会产生一定的振动,而这些振动会传递到相应连接的管路上,从而引起管路振动;管路在制冷剂的作用下,由于流体的流动,在流固耦合的作用下,会使得管路产生振动;管路的自身结构特性,也会产生相应振动。因此空调管路系统的结构设计就显得尤为重要,管路除了需要满足空间结构设计合理的要求,还需要考虑其

长期振动下带来的影响,长期的振动会影响汽车的舒适性和安全性。在关于汽车空调管路研究方面,赵勤等人对汽车空调低压管路流固耦合振动特性进行了分析^[1]。王军等人对某型号的汽车空调管路进行了研究,主要是对其噪声和振动信号进行相关测试研究,通过研究发现空调壳体振动剧烈、内循环模式下噪声较为突出^[2]。冯美龙对发动机管路流固耦合振动测试平台进行了设计研究^[3]。国内外对于家用空调管路振动研究较多,如邓培生等人对空调管路进行了噪声仿真分析,提出了一种高效的噪声计算方法,并验证了该方法的准确性^[4]。谭博欢等人通过流体动力学和结构动力学分析了空调室外机管路系统由流体引起的振动问题,将有限元分析和实验分析进行对比分析,发现低频下的固有频

率值和实验值较为接近,但在高频范围内的固有频率数值相差较大^[5]。周奇杰等人针对某空调室外机高频出现的噪声问题,借用 CAE 方法对其压缩机-四通阀管路系统进行了数值分析,并提出了多套优化方案,最终研究出最优方案,解决了噪声问题^[6]。汽车空调主要是通过家用空调延伸而来,因此可以将家用空调的分析经验借鉴到汽车空调上。

本文对某型号的汽车空调低压管进行了振动特性分析,对比分析低压管在空管和考虑流固耦合时两种状态的振动特性。并对管路进行了谐响应分析,而在进行谐响应分析之前需要先进行模态分析。通过分析研究低压管路的振动特性,为今后低压管的减振措施和结构优化提供理论支撑。

1 模态理论分析

模态分析是用来求解结构的固有特性,如固有频率和固有振型。通过求解结构的固有频率,可找出结构的共振频率,从而避开共振频率对结构的影响。对于任意的结构,其固有频率和振型的理论计算方法为:

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

式中:[*M*] 为结构的质量矩阵,[*C*] 为结构的粘性阻尼系数,[*K*] 为弹性模量矩阵,{*u*} 表示位移,{*u*˙} 表示速度,{*u*¨} 表示加速度,[*F*(*t*)] 为激振力。

假如结构为自由振动,可忽略阻尼,则运动方程(1)可简化为:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \tag{2}$$

对于无阻尼模态分析求解的基本方程为求解特征值问题,即:

$$[K]\{\phi_i\} = \omega_i^2[M]\{\phi_i\} \tag{3}$$

ω_i 表示第 *i* 阶固有频率,{*φ_i*} 为与固有频率 *ω_i* 相对应的振型。在实际工况中,结构的低阶固有频率往往容易被激发,因此在对结构进行固有振动特性分析时,一般提取其低频范围内固有频率进行研究。

2 有限元模态分析

某型号汽车空调低压管如图 1 所示,为方便计算,对管路模型进行了简化,低压管主要由铝管和橡

胶管组成,其三维模型如图 2 所示。

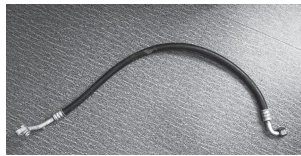


图 1 低压管实物图

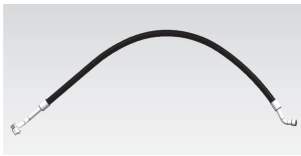


图 2 低压管三维图

当管路的固有频率和压缩机的激励或外界激发频率接近或成整数倍数关系时,空调管路系统容易引起共振现象,此时要格外注意结构的变形值、应力值、振幅值等。由于共振容易使得管路产生断裂等现象。因此为避免共振现象的产生,需要对管路进行振动特性分析,主要是通过分析管路的固有频率值和振型图,了解结构的固有振动特性;并通过谐响应分析,找出管路的共振频率值,从而避开共振现象的产生。

2.1 低压管模态分析

模态属性主要是通过固有频率和振型进行表征,因此在分析时主要查看固有频率值和振型图,它与外界激振力无关。在对低压管路进行模态分析时,为保证分析结果的准确性,按照低压管的实际工况在管路两段施加固定约束。管路左端连接压缩机,右端连接蒸发器。其零件材料为铝合金和橡胶。铝合金密度为 2700 kg/m³,泊松比 0.33,弹性模量 69000 MPa。橡胶密度为 1000 kg/m³,泊松比 0.49,弹性模量 6.1 MPa。由于低阶频率容易被激发,因此在进行模态分析时,主要是列出了其前 10 阶固有频率数值。前 10 阶固有频率值如表 1 所示。同时提取管路前 4 阶振型图,如图 3 所示。

表 1 管路前 10 阶固有频率和振型

阶数	固有频率/Hz	主要振型
1	1.845	主要表现为 X 方向的前后摆动
2	5.117	主要表现为 Y 方向的左右摆动
3	5.468	主要表现为 X 方向的前后摆动
4	10.895	主要表现为 Y 方向的上下扭动
5	10.919	主要表现为 X 方向的前后扭动
6	17.947	主要表现为 Z 方向的上下扭动
7	18.168	主要表现为 X 方向的前后扭动
8	24.655	主要表现为 Z 方向的上下扭动
9	26.989	主要表现为 X 方向的前后扭动
10	27.029	主要表现为 X 方向的前后扭动

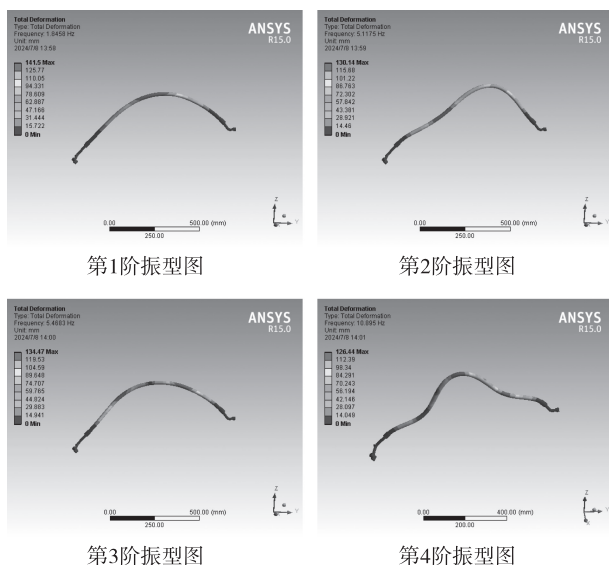


图3 前4阶模态振型图

通过观察管路的前4阶振型图可知,变形比较大的部位主要发生在橡胶管路上,这是因为橡胶管材质本身偏软所导致的。

2.2 流固耦合模态分析

流固耦合分析主要是用于考虑流体与固体之间存在相互作用时,对流体流场与固体应力应变的考察。求解流固耦合问题有直接求解法和分离求解法。流固耦合遵循最基本的守恒原则,所以在流固耦合交界面处,应满足流体与固体应力 τ 、位移 d 、热流量 q 、温度 T 等变量的相等或守恒。即满足以下4个方程:

$$\begin{cases} \tau_f \cdot n_f = \tau_s \cdot n_s \\ d_f = d_s \\ q_f = q_s \\ T_f = T_s \end{cases} \quad (4)$$

式中, f 为流体域, s 为固体域。

流固耦合计算按数据传递方式可分两类:单向耦合分析与双向耦合分析。本文在对管路进行流固耦合模态分析时,主要对其进行单项流固耦合分析。单向耦合主要是指数据只从流体计算传递压力到固体。ANSYS Workbench 中可以利用 Fluent 与 DS 进行单向流固耦合计算。

流固耦合计算中的几何模型与单纯的流体模型或固体模型不同,它要求同时具有流体和固体模型,

而且流体计算中只能有流体模型,固体计算中只能有固体模型,因此需要绘制出流体模型然后才能进行流体分析。在进行流体分析时,需要抑制固体模型,然后将流体分析的结果导入模态分析中,在进行模态分析时则需要抑制流体模型。通过分析,提取前10阶固有频率数值,如表2所示,同时提前前4阶振型,如图4所示。

表2 考虑流固耦合管路的前10阶固有频率和振型

阶数	固有频率 /Hz	主要振型	阶数	固有频率 /Hz	主要振型
1	10.337	主要表现为 X 方向的前后摆动	6	31.806	主要表现为 X 方向的前后摆动
2	17.086	主要表现为 Z 方向的上下扭动	7	41.596	主要表现为 Z 方向的上下扭动
3	21.016	主要表现为 X 方向的前后摆动	8	42.85	主要表现为 X 方向的前后摆动
4	25.351	主要表现为 X 方向的前后摆动	9	47.762	主要表现为 Z 方向的上下扭动和 Y 方向的左右扭动
5	29.588	主要表现为 Y 方向的左右扭动	10	53.936	主要表现为 Z 方向的上下扭动

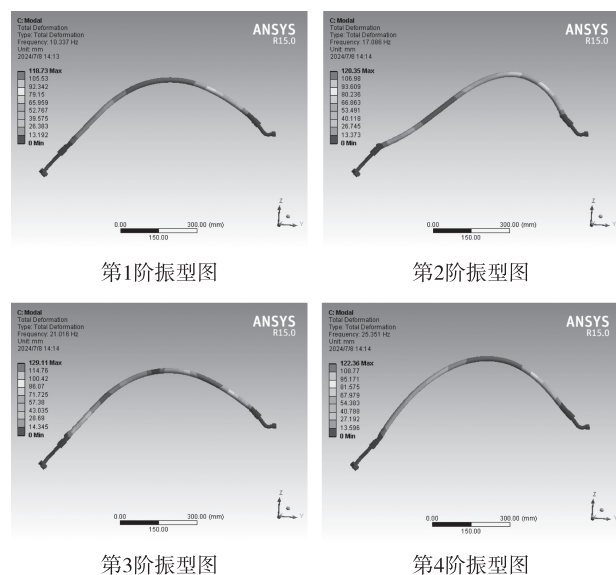


图4 考虑流固耦合的前4阶管路振型图

2.3 固有频率值对比分析

通过上述分析可知,将空管和考虑流固耦合后管路的固有频率值进行对比,如表3所示,通过分析可知:在加入制冷剂后,制冷剂在流动过程中会对管壁产生相应的冲击力和压力,因此导致其固有频率

值有明显升高。由于在流体作用下加入了预应力刚度矩阵,因此使得管路结构等效刚度增大,并且等效刚度的变化大于管路质量的变化,所以导致低阶固有频率变化较大。低频率往往是最容易被激发的,因此在管路模态分析中,应考虑流体对管路固有频率值的影响。

表3 固有频率值对比分析

阶数	空管固有频率/Hz	流固耦合固有频率/Hz	阶数	空管固有频率/Hz	流固耦合固有频率/Hz
1	1.396	10.337	6	17.947	31.806
2	5.117	17.086	7	18.168	41.596
3	5.468	21.016	8	24.655	42.85
4	10.895	25.351	9	26.989	47.762
5	10.919	29.588	10	27.029	53.936

通过对比空管和考虑流固耦合的前4阶振型图可知,空管的前4阶振型的最大变形值分别为:141.5 mm、130.14 mm、134.47 mm、126.44 mm。考虑流固耦合前4阶振型的最大变形值分别为:118.73 mm、120.35 mm、129.11 mm、122.36 mm。通过对比可知,考虑流固耦合的管路最大变形值有所降低。但在考虑流固耦合后,管路的固有频率值明显增加。即考虑流固耦合对管路的固有频率值影响较大,而对管路的振型影响相对较小。

3 谐响应分析

谐响应是指持续的周期载荷在结构系统中产生的周期响应。谐响应分析的目的主要是用于分析结构在一定的频率范围内结构的响应值对频率的曲线,从而使研究人员能预测结构的持续性动力特性,并且能够验证结构的设计是否能避开共振、疲劳以及其他受迫振动引起的有害效果。谐响应分析通用方程如下所示:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \tag{5}$$

式中, $[F]$ 为力矩, $[u]$ 为位移,它们都是简谐的,其中频率为 ω 。

谐响应分析运动方程如下所示:

$$(-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])(\{u_1\} + i\{u_2\}) = (\{F_1\} + i\{F_2\}) \tag{6}$$

由于低压管与压缩机相连,根据某汽车厂家所给数据,压缩机在工作过程中是做间歇运动,即活塞往复运动。对于低压管而言,其外界激振力主要来源于压缩机工作产生的激振力。结合某厂家所给的数据可知,低压管所受到的激振力主要为Z方向的加速度,其大小为 27000 mm/s^2 ,研究的频率范围为 $0 \sim 100 \text{ Hz}$ 。根据模态分析可知,管路变形值的最大部位出现在橡胶管部位,因此分别提取空管和考虑流固耦合下的橡胶管部位进行谐响应分析,主要是提取X、Y、Z三个方向的应力频响曲线图进行对比分析。空管应力频响曲线图如图5所示,考虑流固耦合应力频响曲线图如图6所示。

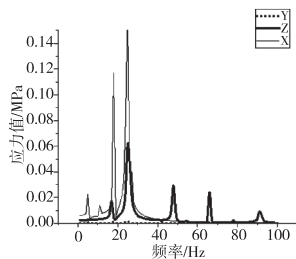


图5 空管应力频响曲线图

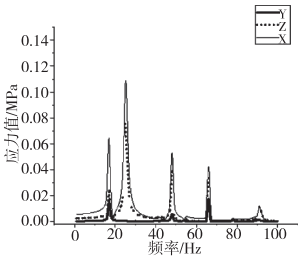


图6 考虑流固耦合应力频响曲线图

根据图5可知,在空管情况下,橡胶管在频率为25 Hz时其振幅最明显,其振幅主要表现为Y方向,其中Y方向的应力最大值为0.164 MPa,Z方向的应力最大值为0.08 MPa,X方向的应力值接近零。根据图6可知,在考虑流固耦合情况下,橡胶管也是在25 Hz时其振幅最明显,主要表现为Y方向,其中Y方向的应力最大值为0.131 MPa,Z方向的应力最大值为0.07 MPa,X方向为0.016 MPa。根据空管的固有频率和考虑流固耦合的固有频率值可知,在空管的第7阶固有频率26.989 Hz和第8阶固有频率24.655 Hz时,再考虑流固耦合的第4阶固有频率25.351 Hz时,两者的频率都接近25 Hz。因此在此阶次附近的固有频率容易激发,管路在此频率下容易产生共振现象。

4 总结

本文为研究汽车空调管路的振动特性,对汽车空调的低压管进行了有限元分析。主要是分析了空管和考虑流固耦合下低压管的固有频率,并将其进

行对比分析。通过分析可知,在考虑流固耦合作用下的低压管固有频率值有明显增加。由于汽车空调压缩机的振动是做间隙运动的,因此还对管路进行了谐响应分析。通过谐响应分析可知,在空管和考虑流固耦合时,当固有频率接近 25 Hz 时,管路的振幅比较明显,此时,管路容易发生共振现象,因此需要避开这个频率。通过对管路进行振动分析,了解管路的振动特性后,为后续的管路结构优化提供了理论支撑。

参考文献

- [1] 赵勤,黄云伟,徐中明,等.汽车空调低压管路流固耦合振动特性分析[J].振动与冲击,2022,41(10):245-251.
- [2] 王军,刘晓明,刘跃鹏.某型号汽车空调的测试分析及优化设计研究[J].机电工程,2015,32(10):1341-1343.
- [3] 冯美龙.发动机管路流固耦合振动测试平台的设计研究[J].山东商业职业技术学院学报,2023,23(1):101-106.
- [4] 邓培生,李越峰,邱名友.空调管路振动噪声计算与评价方法研究及应用[J].家电科技,2022(3):48-51.
- [5] 谭博欢,舒宝,李冬,等.流体引起的空调管路振动分析与实验研究[J].振动与冲击,2017,36(1):261-267.
- [6] 周奇杰,李越峰,陈俊智,等.基于 CAE 仿真技术的空调室外机管路振动噪声分析及优化[J].家电科技,2017(6):48-51.
- [7] 王枫,周文广.基于试验设计的空调管路结构参数优化设计[J].大连交通大学学报,2021,42(2):66-72.

- [8] 邱泽鑫,阮先轸,郭威.汽车空调管路系统振动疲劳分析及优化[J].时代汽车,2019(10):89-92.
- [9] 白静峰.空调系统的流固耦合振动及其控制研究[D].天津:河北工业大学,2019.
- [10] 马堃.空调室外机载流管道振动和应力分析研究[D].昆明:昆明理工大学,2017.
- [11] 谢锦涛.汽车空调低温噪声试验研究[D].广州:华南理工大学,2020.
- [12] 张宁波,汪建晓,张立平.空调室外机管路系统的模态仿真分析[J].流体机械,2017,45(2):71-74.
- [13] 陈智勇.空调管路系统动态仿真及优化设计[J].科技创新与应用,2015(25):23-24.
- [14] 黄云伟.汽车空调管路流固耦合振动特性分析[D].重庆:重庆大学,2022.
- [15] 陈江艳,杨诚,贺岩松.汽车空调管路振动异响分析与试验研究[J].汽车技术,2020(9):57-62.
- [16] 刘劲航.汽车振动问题研究分析[J].时代汽车,2022(2):172-173.
- [17] 蒋欣.随机路面激励下的汽车振动模型分析[J].科技与创新,2021(17):7-9.
- [18] 吴宝剑,苏小平,李智.考虑气动升力激励的汽车振动响应分析[J].科学技术与工程,2020,20(5):2077-2081.

基金项目:2023 年广东省普通高校青年创新人才类项目立项,项目编号:2023KQNCX294,项目名称:考虑流固耦合的汽车空调管路振动特性分析。

作者简介:张宁波,助教,硕士学历,研究方向:机械振动。

收稿日期:2023-09-27

(上接第 19 页)

- [4] 段艳宾,侯荣伟,邓云蛟,等.三自由度天线并联机构运动与力学性能分析[J].机械制造,2019,57(6):63-66.
- [5] 关贵注,李凉海,张雪峰,等.六自由度自跟踪天线座的系统设计[J].遥测遥控,2007,28(Z1):209-211.
- [6] 马彬荣,吴锋,胡晓军.液压缸与气缸在机械设备中的联合应用[J].模具制造,2023,23(4):145-147.
- [7] 生敏,褚桂君,刘朋,等.多级伸缩油缸典型结构解析[J].液压气动与密封,2013,33(12):61-63.
- [8] 庄攀,李勇健.伸缩式液压油缸静应力与稳定性分析[J].机械制造,2020,58(4):57-59.

- [9] 谢建,冯文彬.基于 ANSYS 的大型起竖设备四级液压缸有限元分析[J].液压与气动,2015(10):86-90.
- [10] 刘鸿文.材料力学[M].北京:高等教育出版社,2016:141-143.
- [11] 屠凤莲,范顺成,罗文龙.基于 ANSYS 的支撑架特征值屈曲分析[J].河北工业大学学报,2010,39(3):6-10.

作者简介:吴凯(1998-),男,山东济南人,硕士研究生。研究方向为并联机构结构设计与分析以及机电一体化。

收稿日期:2023-10-23

GH4169 高温合金切削力建模及参数优化*

刘旭勤¹, 陶亮^{2▲}

(1. 贵州理工学院 工程训练中心, 贵州 贵阳 550003; 2. 贵州理工学院 机械工程学院, 贵州 贵阳 550003)

摘要:为降低高温合金车削加工中的切削力, 获得最优切削用量, 以 GH4169 为研究对象, 采用响应面法设计了三因素三水平干车削试验, 基于方差分析方法分析了主切削力测量值, 建立了主切削力数学预测模型, 利用遗传算法优化了切削用量, 最后通过试验验证了切削用量优化值。结果表明: 背吃刀量和进给量对主切削力的影响高度显著; 主切削力数学预测模型平均预测误差为 7.1%, 在合理范围内; 优化后的主切削力相对于初始试验中的最小主切削力下降了 14.5%。

关键词: 切削力 响应面法 遗传算法 高温合金 参数优化

中图分类号: TG501.1

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)05-0087-04

Cutting force modeling and parameter optimization of superalloy GH4169

LIU Xuqin, TAO Liang

Abstract: To reduce the cutting force during the processing of superalloy and obtain the optimal cutting parameters, superalloy GH4169 was taken as the research object, and response surface method (RSM) was employed to design the cutting test with three factors and three levels. Then analysis of variance (ANOVA) was used to analyze the main cutting force, and a mathematical prediction model of the main cutting force was established. Based on the prediction model, the cutting parameters were optimized by genetic algorithm (GA). Finally, the optimal cutting parameters were verified by experiment. The results showed that the feed rate and cutting depth had significant influence on the main cutting force. The average prediction error of the prediction model was 7.1%, which was reasonable. The optimized cutting force decreased by 14.5% compared with the minimum force observed in the initial test.

Keywords: cutting force, response surface method, genetic algorithm, superalloy, parameter optimization

0 引言

高温合金因其优良的热力学等性能而广泛应用于航空、航天以及能源等行业^[1-2]。该材料属于典型的难加工材料, 切削加工中易产生较大阻力, 给工件加工质量和精度带来不利影响^[3-4], 因此, 有必要开展高温合金切削力的预测与切削参数优化研究。

近年来, 国内外学者针对切削力开展了大量的研究。杜凯等^[5]针对淬硬-回火 45CrNiMoVA 钢以车代磨工艺, 分析了切削用量对切削力的影响规律, 结果表明, 切削力随切削深度和进给量的增大而增大, 切削速度的改变对切削力的影响不大。王海艳等^[6]基于斜角切削理论, 建立了切削力的解析模型, 预测了螺旋铣孔工艺中切削力的变化, 建立的预

测模型平均预测误差为 9.55%, 表明采用的预测方法有效。Rahim 等^[7]开展了不同润滑条件对切削力的影响研究, 结果表明相对于干切削, 微量润滑条件下切削力明显下降。Saglam^[8]等基于正交切削试验研究了刀具几何参数和切削速度对切削力的影响, 发现刀具前角对各切削分力的影响较大。上述研究主要集中在切削力影响规律分析与预测等方面, 而与切削力优化相关的研究还相对较少。

本文以 GH4169 为研究对象, 采用响应面法设计了三因素三水平干车削试验, 基于方差分析方法分析了主切削力测量值, 建立了主切削力数学预测模型, 利用遗传算法优化了切削用量, 最后通过试验验证了切削参数优化值。

1 车削试验

1.1 试验方案

为建立主切削力数学预测模型,以转速 n 、进给量 f 、背吃刀量 a_p 为影响因素,采用 Box Behnken 响应曲面法设计三因素三水平车削试验,共 17 组试验。各因素对应的水平值如表 1 所示。

表 1 试验因素与水平

因素	水平		
	-1	0	1
转速 $n/(r/min)$	100	250	400
进给量 $f/(mm/r)$	0.1	0.2	0.3
背吃刀量 a_p/mm	0.1	0.2	0.3

1.2 试验条件

车削试验在沈阳第一机床厂 CA6140 普通卧式车床上进行,润滑方式为干切削。工件为 GH4169 高温合金棒料,试件尺寸为 $\phi 40 \times 120$ 。刀片材料为硬质

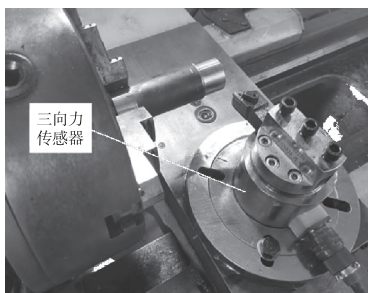


图 1 加工现场

合金,型号为 TNMG160408,刀杆型号为 MTJNR。切削力测量装置为重庆迪佳 DJ-CL-1 三向测力仪。加工现场如图 1 所示。

1.3 试验结果与分析

车削试验中测量的主切削力见表 2 中主切削力试验值。在所选车削用量范围内,主切削力最大值出现在 12 号试验中(740 N),最小值出现在 14 号试验中(165 N)。此外,在各组试验中未发现工件已加工表面损坏、刀具破损和崩刃等现象,说明车削参数的设定和刀具选择是合理的^[9]。

表 2 试验参数及主切削力

试验号	转速 $/(r/min)$	进给量 $/(mm/r)$	背吃刀量 $/mm$	主切削力 试验值/N	主切削力 预测值/N	预测 误差 $/\%$
1	400	0.1	0.2	279	235	15.94
2	250	0.1	0.3	348	365	4.85

续表 2

试验号	转速 $/(r/min)$	进给量 $/(mm/r)$	背吃刀量 $/mm$	主切削力 试验值/N	主切削力 预测值/N	预测 误差 $/\%$
3	100	0.2	0.1	300	303	0.87
4	100	0.3	0.2	509	549	7.76
5	100	0.1	0.2	311	353	13.32
6	400	0.3	0.2	386	430	11.41
7	250	0.2	0.2	410	392	4.49
8	250	0.3	0.1	296	265	10.38
9	400	0.2	0.3	441	480	8.85
10	100	0.2	0.3	623	598	4.02
11	250	0.2	0.2	405	392	3.32
12	250	0.3	0.3	740	714	3.57
13	250	0.2	0.2	414	392	5.43
14	400	0.2	0.1	165	185	12.04
15	250	0.2	0.2	418	392	6.33
16	250	0.2	0.2	400	392	2.12
17	250	0.1	0.1	210	223	6.00

2 主切削力预测模型的建立

2.1 方差分析

表 3 为基于主切削力试验值获得的方差分析结果。

表 3 主切削力方差分析

来源	SS	F 值	P 值
Model	3.09E+05	32.9	<0.0001
A(n)	27900.42	26.75	0.0013
B(f)	76767.14	73.61	<0.0001
C(a_p)	1.74E+05	167.15	<0.0001
AB	2048.47	1.96	0.2038
AC	548.17	0.5256	0.492
BC	23463.04	22.5	0.0021
A ²	3071.55	2.95	0.1298
B ²	507.47	0.4866	0.5079
C ²	0.0126	0	0.9973
Residual	7300.03		
Lack of Fit	7096.91	46.58	0.0014
Pure Error	203.13		
Cor Total	3.16E+05		

从表中可知:进给量 f 和背吃刀量 a_p 的 P 值均小于 0.0001,两者对于主切削力的影响是高度显著的^[10];转速 n 、进给量与背吃刀量交互项 BC 的 P 值位于 0.05 至 0.0001 之间,故两者对主切削力的影响是显著的^[11];转速平方项 A^2 、进给量平方项 B^2 、背吃刀量平方项 C^2 、转速与进给量交互项 AB、转速与背吃刀量交互项 AC 的 P 值均大于 0.05,可认为上述因素对主切削力的影响不显著^[12]。

在主切削力数学预测模型的建立中需将上述非显著项剔除^[13],剔除后的方差分析如表4所示。由该表可知,进给量 f 、背吃刀量 a_p 、转速 n 、进给量与背吃刀量交互项BC对主切削力的影响程度仍与表3相似。

表4 主切削力方差分析(剔除非显著项)

来源	SS	F值	P值
Model	3.02E+05	66.54	<0.0001
A(n)	27900.42	24.55	0.0003
B(f)	76767.14	67.56	<0.0001
C(a_p)	1.74E+05	153.41	<0.0001
BC	23463.04	20.65	0.0007
Residual	13635.32		
Lack of Fit	13432.19	33.06	0.0022
Pure Error	203.13		
Cor Total	3.16E+05		

2.2 切削力回归模型

式(1)为剔除非显著项后的主切削力 F_c 回归模型,利用该模型获得的各组试验参数中的主切削力预测值见表2,最大预测误差出现在1号试验(15.94%),最小误差出现在3号试验(0.87%),平均误差为7.1%,预测误差在合理范围内^[6]。

$$F_c = 305.17606862745 - 0.39370333333333 \times n - 552.17875 \times f - 55.65625 \times a_p + 7658.825 \times f \times a_p \tag{1}$$

3 车削用量优化与验证

3.1 遗传算法优化模型

以获取最小主切削力 F_c 为目标,以所选车削用量范围为约束条件,基于遗传算法(GA)对主切削力预测模型进行寻优计算,最终获得车削用量优化值,建立的优化模型见式(2)。

$$\begin{aligned} \min F_c(n, f, a_p) \\ s. t. \begin{cases} 100 \leq n \leq 400 \\ 0.1 \leq f \leq 0.4 \\ 0.1 \leq a_p \leq 0.3 \end{cases} \end{aligned} \tag{2}$$

利用Matlab遗传算法工具箱进行优化,迭代次数设为100次,种群规模设为50,交叉概率取0.8,变异概率取0.05。

3.2 优化结果与验证

主切削力数学预测模型经遗传算法优化后获得

的车削参数优化值为:转速 $n=400$ r/min,进给量 $f=0.1$ mm/r,背吃刀量 $a_p=0.1$ mm,该组车削参数对应的主切削力预测值为164 N。

为检验优化效果,基于优化后的车削用量开展干车削验证试验,测得的主切削力为141 N,预测值相对于试验值的误差为14%。与前期试验中的最小主切削力(165 N)相比,优化后的主切削力下降了14.5%。

表5 主切削力优化值与试验值对比

项目	转速 /(r/min)	进给量 /(mm/r)	背吃刀量 /mm	主切削力 /N
初始试验最小值	400	0.2	0.1	165
优化后预测值	400	0.1	0.1	164
优化后验证值	400	0.1	0.1	141

4 结论

利用Box Behnken响应曲面法建立三因素三水平车削试验方案,对车削过程中的主切削力进行了测量,通过对主切削力试验值的方差分析、预测模型建立以及车削用量优化,得到了以下结论:

(1)进给量、背吃刀量对主切削力的影响是高度显著的;转速、进给量与背吃刀量交互作用对主切削力的影响是显著的。转速平方项、进给量平方项、背吃刀量平方项、转速与进给量交互项、转速与背吃刀量交互项对主切削力的影响不显著。

(2)在较少试验次数的情况下(17次),建立了主切削力的数学预测模型,该模型对各组试验参数的主切削力最大预测误差为15.94%,最小误差为0.87%,平均误差为7.1%,预测误差在合理范围内。

(3)主切削力最优车削参数为:转速400 r/min、进给量0.1 mm/r、背吃刀量0.1 mm,优化后的主切削力试验值为141 N,相对于初始试验中的最小主切削力下降了14.5%。

参考文献

[1] 刘战强,吕绍瑜.镍基粉末高温合金切削加工表面白层形成热-力耦合作用机理[J].机械工程学报,2014,50(17):186-193.
[2] KORKMAZ M E, YAŞAR N, GÜNAY M. Numerical and experimental investigation of cutting forces in turning of Nimonic 80A superalloy[J]. Engineering science and technology, 2020, 23(3): 664-673.

1Cr18Ni9Ti 不锈钢供油管裂纹故障分析

胡林荣,边洪岩,龙 金,张仕恒,成信虎

(贵州黎阳国际制造有限公司,贵州 安顺 561102)

摘 要:某类型发动机在进行可靠性测试时,其中一件材料为 1Cr18Ni9Ti 的供油管出现漏油现象。经过 X 光探伤检查发现,在供油管扩口 R 角位置存在一条裂纹。通过对供油管裂纹进行外观检查、金相检查、断口分析检查、化学成分检测及零件在发动机测试过程的情况分析,确定了该 R 角位置裂纹的性质及产生原因。试验结果表明:供油管上的裂纹性质为疲劳裂纹,疲劳裂纹起源于零件的外表面,呈点源特征,疲劳裂纹的起始应力和扩展应力也相对较小;疲劳裂纹萌生的主要原因,与发动机测试时螺母松动导致的异常振动及源区存在打磨痕迹有关。建议类似供油管零件不再使用砂轮打磨,需要在供油管附件安装卡箍支撑给予固定,防止后续螺母松动再次发生异常振动。

关键词:供油管 X 光探伤 疲劳裂纹 异常振动

中图分类号: TG401

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2024)05-0090-04

Crack failure analysis of 1Cr18Ni9Ti stainless steel fuel supply pipeline

HU Linrong, BIAN Hongyan, LONG Jin, ZHANG Shiheng, CHENG Xinhui

- [3] 吴明阳,田兆晖,于永新,等. PCBN 刀具切削高温合金切削力试验分析[J]. 航空制造技术,2017(22):101-105.
- [4] VENKATESAN K, MATHEW A T, DEVENDIRAN S, et al. Machinability study and multi-response optimization of cutting force, surface roughness and tool wear on CNC turned Inconel 617 superalloy using Al₂O₃ nanofluids in coconut oil[J]. Procedia manufacturing,2019,30: 396-403.
- [5] 杜凯,焦黎,颜培,等. 淬硬超高强度钢 45CrNiMoVA 硬车削加工性研究[J]. 兵工学报,2023,44(3):773-782.
- [6] 王海艳,周秩同,武晔,等. 基于斜角切削理论的钛合金螺旋铣孔切削力建模[J]. 中国机械工程,2023,34(2):142-147.
- [7] RAHIM E A, IBRAHIM M R, RAHIM A A, et al. Experimental investigation of minimum quantity lubrication (MQL) as a sustainable cooling technique[J]. Procedia CIRP,2015,26: 351-354.
- [8] SAGLAM H, YALDIZ S, UNSACAR F. The effect of tool geometry and cutting speed on main cutting force and tool tip temperature[J]. Materials & design,2007,28(1): 101-111.
- [9] 王敏. 铁基非晶合金涂层切削工艺参数优化和切削力预测[J]. 中国机械工程,2017,28(21):2627-2631.
- [10] 刘锐利,宋乐山,于雄军,等. 响应曲面法优化含铜废水中铜离子的吸附去除特性[J]. 电镀与环保,2018,38(3):61-65.
- [11] KUMAR P, CHAUHAN S R. Machinability study on finish turning of AISI H13 hot working die tool steel with cubic boron nitride (CBN) cutting tool inserts using response surface methodology (RSM)[J]. Arabian journal for science and engineering,2015,40(5): 1471-1485.
- [12] NEŞELİ S, YALDIZ S, TÜRKKEŞE. Optimization of tool geometry parameters for turning operations based on the response surface methodology[J]. Measurement,2011,44(3): 580-587.
- [13] 徐向宏,何明珠. 试验设计与 Design-expert、SPSS 应用[M]. 北京:科学出版社,2010.

基金项目:贵州省科技计划项目资助项目(黔科合基础〔2020〕1Y236)。

作者简介:刘旭勤(1983-),男,讲师,研究方向为切削加工工艺。
通讯作者:陶亮(1985-),男,硕士,副教授,研究方向为低温微量润滑切削。

收稿日期:2023-11-02

Abstract: During the reliability test of a certain type of engine, one of the fuel supply pipelines made of 1Cr18Ni9Ti experienced fuel leakage. After X-ray inspection, it was found that there was a crack at the flaring R angle of the fuel supply pipeline. Through appearance inspection, metallographic inspection, fracture analysis and chemical composition detection of the crack of the pipeline, the properties and causes of the R angle crack were determined. The experimental results showed that the nature of the crack was fatigue crack, which originated from the outer surface of the part and exhibited point source characteristics. The initial stress and propagation stress of the fatigue crack were relatively small. The main reason for the generation of the fatigue crack was related to the abnormal vibration caused by loose nuts during engine testing and the presence of grinding marks in the source area. It is recommended that similar pipeline parts no longer be polished with grinding wheels. Instead, clamps should be installed to support and secure the fuel supply pipeline to prevent the loosening of the nuts and the occurrence of abnormal vibration.

Keywords: fuel supply pipeline, X-ray inspection, fatigue crack, abnormal vibration

1Cr18Ni9Ti 属于铬-镍基奥氏体不锈钢,不具备铁磁性能。该奥氏体不锈钢的强度并不高,但是它的延展性能、韧性条件以及耐腐蚀性能都优于同类型的奥氏体不锈钢材料,这些都基于它含有较多的合金元素。这种奥氏体不锈钢不适用于热处理强化,绝大部分像航空航天、海洋燃气轮机等零件部件用此材料都要求高温固溶处理,所以冷加工是其强化该奥氏体不锈钢的一种普遍加工方式^[1]。在航空、航天发动机中,该不锈钢主要适用于各类冷拉管件、薄壁环锻件、管接头、螺母及锁片等,这些零件大多处于长期振动、紧固等恶劣的工作状态中,它们的失效模式 80% 以上都是各种类型的疲劳失效^[2-4],航空发动机的管、筒类件主要为发动机供油、供气,若他们失效往往会导致不堪设想的后果^[4-7]。供油管零件属于发动机必备的零件之一,处于发动机外部,主要起到燃油运输及循环作用。

某型发动机在进行周期可靠性试验时,一件 1Cr18Ni9Ti 材料的供油管出现漏油现象;检查发现该油管扩口处 R 角位置附近存在一条穿透性裂纹。本文通过对供油管进行理化测试检查及受力分析,找到了供油管的开裂的原因,并对开裂的原因进行全面分析。

1 理化及检测过程

1.1 供油管外观检查

1Cr18Ni9Ti 材料的供油管实物外观见图 1 所示,供油管左右两端各有一个“喇叭状”的扩口(见图 2)及紧固螺母。在图 1 右侧端头的“喇叭状”扩口内侧有一处挤压损伤痕迹,在这个损伤痕迹的附

近清晰可见一条线性裂纹,该裂纹贯穿整个管子壁厚,裂纹在管内壁长约二分之一圆周,外表面侧裂纹位于“喇叭状”扩口根部位置,长约三分之二圆周,见图 2。



图 1 供油管外观及裂纹位置(箭头所指)

1.2 裂纹外观检查

在零件扩口裂纹的位置进行取样,将取下的试样利用超声波清洗机清洗 15 min,清洗试剂采用水基清洗剂,试样清洗干净后放入 60 ~ 70℃ 的烘箱直至试样干燥。

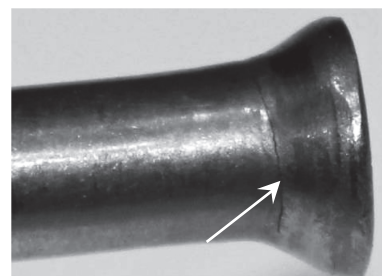


图 2 裂纹位置及其形貌
(零件外侧)

试样进行电镜检查,扩口内侧压痕形貌见图 3,压痕区域尺寸大小为 3.24 mm×0.85 mm,在压痕区域有一处较严重的凹陷压痕,这表明扩口内侧的压痕为多次挤压而形成。在压痕附近存在一条贯穿供油管壁厚的裂纹,该裂纹在管内壁覆盖了近二分之一的圆周。对供油管外表面裂纹进行观察,裂纹局部形貌见图 4 所示,裂纹位于扩口 R 角根部位置附近,且开口较大,几乎沿扩口 R 角呈直线开裂,扩口的 R 角穿晶扩展特征十分明显。

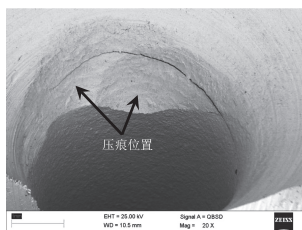


图3 扩口内壁压痕及裂纹形貌

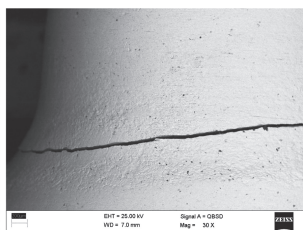


图4 供油管外表面裂纹形貌

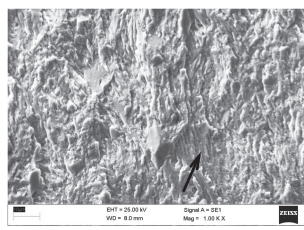


图7 源区附近细密疲劳条带形貌

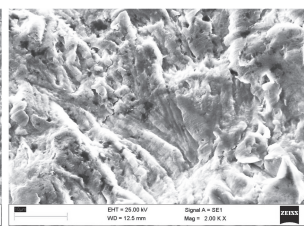


图8 扩展中期细密疲劳条带形貌

1.3 断口处 SEM 检查

将裂纹试样沿着裂纹方向人工破开,再进行断口检查,断口整体形貌如图5所示,整个断口面呈金属灰色,原始断口区较为平坦,最后的人为瞬断区有一定的起伏。在体视显微镜下观察,断口的源区位于供油管外表面,呈点源特征,在源区附近可见大量细小的放射棱线特征;同时在断口的平坦区、平坦区与人为瞬断区交接位置附近均可见疲劳弧线特征,这表明原始裂纹性质为疲劳裂纹。



图5 断口宏观形貌(25×)

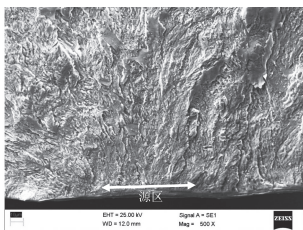


图6 源区及其附近放射棱线放大后形貌

在扫描电镜下对断口进行观察,源区附近可见大量细小放射棱线特征,从放射棱线的收敛位置可以判断出源区位于供油管外表面,呈点源特征,在断口的源区位置及其附近未见材质缺陷,源区放大后形貌如图6所示。对源区附近的断口进行观察,在其周围发现有细密的疲劳条带,其形貌如图7所示。断口的扩展区比较平坦,所占面积较大,在扩展区的中期及末期均可见疲劳弧线及细密疲劳条带特征,见图8-图10。人为瞬断区形貌为扭转韧窝特征。

源区对应的外表面位置可见清晰的打磨痕迹,疲劳源区起源于打磨痕迹的底部,见图11。

1.4 化学成分分析

将供油管清洗干净,在裂纹附近位置取样进行化学成分分析,取试样尺寸大小约12 mm×12 mm×2

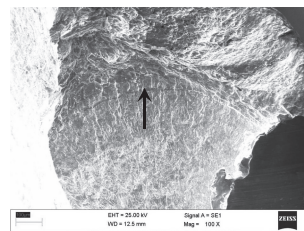


图9 扩展末期疲劳弧线形貌

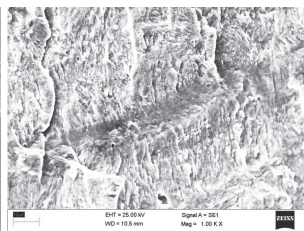


图10 扩展末期细密疲劳条带形貌

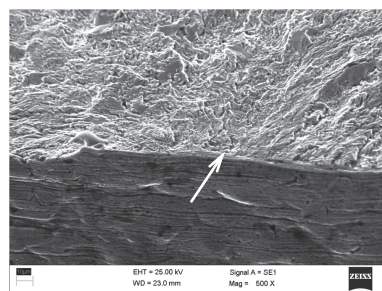


图11 源区对应位置的表面形貌特征

mm(长×宽×厚),检测方法采用XRF定量分析方法,设备为电感耦合等离子体发射光谱仪(ICP)。

检测实际结果见表1。从化学成分分析的结果来看,供油管的化学成分正常,不存在合金成分偏析等隐患,符合相关原材料技术要求^[1]。

表1 化学成分分析结果(wt%)

项目	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Ti
检测含量	0.06	0.03	0.75	0.004	0.008	9.4	18.2	0.46
技术要求	≤0.12	≤1.00	≤2.00	≤0.035	≤0.030	8.00~11.00	17.00~19.00	5(C%-0.02) ~0.80

2 结果分析、讨论及建议

通过断口分析可知,宏观断口可见疲劳弧线特征,扫描电镜下观察,断口的源区呈点源特征分布,扩展区也较为平坦,可见疲劳弧线和细密疲劳条带形貌,总结以上断口的特点说明:原始裂纹性质即为

疲劳裂纹,疲劳裂纹的起始应力和扩展应力相对较小。断口的源区起源于表面的打磨痕迹底部,但并无线源特征(单纯由打磨痕迹导致的疲劳,源区一般呈线源特征),通过化学成分分析,源区附近也未见材质缺陷及成分偏析,这说明供油管零件的材料正常,疲劳裂纹的萌生与材料无关。

一般供油管大都在发动机的外侧给予连接,属于静止件。发动机在工作过程中会产生高频次的振动、燃油的循环等,所以在工作中的供油管要承受起振动应力、管内燃油对它的脉冲应力及对供油管扩口时产生的残余变形应力。现场检查发现此时供油管裂纹处螺母已经松动,这段时间必然会导致其振动幅度加剧,导致供油管发生异常振动。当异常振动应力、脉冲应力及残余变形应力的叠加之和超过了零件的疲劳极限,便会在零件的薄弱位置萌生疲劳微裂纹;而扩口R角处厚度与实际管厚接近与外表面根部本身就是应力集中位置,加之此处存在打磨痕迹,所以疲劳微裂纹优先在此位置萌生。

断口观察的结果表明:疲劳裂纹的初始应力相对较小,上述应力叠加之后的应力之和不能使其该处马上发生断裂。当疲劳裂纹开始萌生后,静应力及残余变形应力得到释放,此时疲劳裂纹扩展的主要动力来源于振动应力(螺母松动,振动应力加剧),随即裂纹继续加大萌生,会导致裂纹在振动提供的能量下进一步加大扩展。管内燃油的压力相对较小,脉冲应力基本可以忽略不计,所以疲劳裂纹扩展的主要动力为异常振动应力导致。供油管扩口R角位置的挤压磨损痕迹为多次损伤后形成,其产生原因是螺母松动后导致供油管在工作中发生异常振动,使供油管扩口端内表面和其相配合的零件出现反复挤压磨损有关。

后续措施及建议:针对本次供油管发现漏油应该引起高度重视,任何发动机进行相关测试前,都应该排查容易出现的故障的零件,避免产生不必要的后果和损失,因此在测试准备前检查工序时应增加人员排查供油管等零件是否松动的内容。从此次供油管裂纹故障来看,对供油管等类似零件在安装过程中不应使用砂轮打磨,可先进行模拟安装调试,对于需要去除的位置可采用机械加工形式去除,避免在安装完成后用砂轮打磨,即便后续打磨也应用细

砂纸去除打磨痕迹,使其打磨位置光滑过渡,防止产生疲劳源;由于发动机在测试过程中的振动导致紧固螺母松动,建议在供油管附近位置安装若干卡箍支撑片,能减小振动频率,也能确保在紧固螺母松动时供油管零件不会发生大幅度振动和异常振动。

3 结论

(1)本文通过对上述供油管产生裂纹的外观及断口分析得出,该供油管上的裂纹性质为疲劳裂纹,疲劳裂纹起源于零件的外表面,呈点源特征,疲劳裂纹的起始应力和扩展应力相对较小。

(2)对供油管零件使用的过程进行分析得出,疲劳裂纹萌生的主要原因与发动机试验产生振动导致紧固螺母松动,后续大幅度的异常振动及源区存在打磨痕迹有关。

(3)通过疲劳源区附近材料的化学成分分析,1Cr18Ni9Ti供油管零件的材质正常,符合相关规范要求,因此裂纹的萌生与材质无关。

(4)类似供油管零件在安装时可先采用模拟安装,对于多余区域可采用机械加工方法去除,不再使用砂轮打磨;需要在供油管附件安装卡箍支撑给予固定,防止后续紧固螺母松动再次发生异常振动。

参考文献

- [1] 航空材料手册编辑委员会. 航空材料手册:第1卷:结构钢,不锈钢[M]. 北京:中国标准出版社,1988:817-825.
- [2] 付立群,张银东,刘晶,等. 发动机燃油总管分油管断裂分析[C]//全国第七届航空航天装备失效分析研讨会论文集. 2012:249-251.
- [3] 傅国如,陈荣,吕凤军,等. 发动机燃油供油导管断裂失效分析[J]. 失效分析与预防,2007,2(1):29-33.
- [4] 李青,佟文伟,韩振宇,等. 某型航空发动机引接管断裂故障分析[J]. 航空发动机,2012,38(1):60-62.
- [5] 熊勇,乐淑君,陈昌达,等. 1Cr18Ni9Ti油管裂纹分析[J]. 理化检测:物理分册,2013,49(3):182-184.
- [6] 李权,傅国如,徐志刚,等. 航空发动机不锈钢导管失效分析[J]. 材料工程,2003(S1):137-138.
- [7] 张爽. 滑油管裂纹分析[J]. 材料工程,2003(S1):365-366.
- [8] 胡安辉,周立江,高伟. 发动机燃油管断裂故障分析[J]. 失效分析与预防,2012,7(3):192-196.

作者简介:胡林荣(1984-),男,硕士研究生,高级工程师。

收稿日期:2023-07-26

某型角度电位器失效故障分析

王建国,张学铭

(南京模拟技术研究所,江苏 南京 210016)

摘要:针对某型角度电位器失效故障,通过故障树排查,将故障定位为电位器蓝色3#引出线铆钉与银浆连接处有微小裂纹,使得蓝色3#引出信号接触不良,最终导致电位器输出信号异常故障。针对该故障问题,提出了改进措施,优化了电位器的检验工艺,增加了电位器及舵机的应力筛选试验,并验证了该改进措施的可行性。

关键词:电位器 失效故障 微小裂纹 输出信号异常

中图分类号:TM547

文献标识码:B

文章编号:1002-6886(2024)05-0094-03

Failure analysis of a certain angle potentiometer

WANG Jianguo,ZHANG Xueming

Abstract:Aiming at the failure of a certain angle potentiometer,fault tree investigation is carried out,and the fault is located as a micro-crack at the connection between the blue 3# lead wire rivet and the silver paste of the potentiometer,which leads to poor signal contact of the blue 3# lead,and finally causes abnormal output signal of the potentiometer. In response to the problem,this article proposes improvement measures,optimizes the inspection process of the potentiometer,increases the stress screening test of the potentiometer and the actuator,and verifies the feasibility of the improvement measures.

Keywords:potentiometer,failure,micro-crack,abnormal output signazl

0 引言

无人机用舵机作为执行机构,用于控制无人机的舵面偏转,同时反馈舵面偏转角度,保证了无人机飞行过程中的姿态及稳定。某型角度电位器(以下简称电位器)是舵机内的关键核心部件,是将舵偏角转换为一定比例函数关系的电压信号的传感器。本文针对某型电位器在使用过程中出现的失效问题,进行故障分析。

1 舵机的工作原理

无人机用舵机一般由电源模块、控制器、功率驱动装置、直流电机、减速装置、反馈电位器等组成^[1],如图1所示。其中,输入指令与舵偏信号综合后,形成误差信号,误差信号经处理、调制及功率放大,驱动直流电机转动,带动减速器转动,输出舵偏角。因电位器与舵机的输出轴直连,最终输出与舵偏角成比例函数关系的电压信号,再与舵机控制

指令综合,形成舵机闭环回路^[2]。

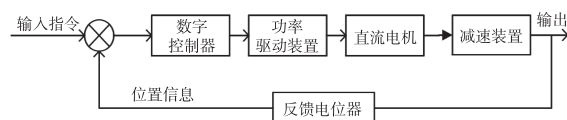


图1 舵机的工作原理结构示意图

2 故障概况

将某型号无人机用舵机通过接插件与无人机的整机线缆连接,无人机上电后,在没有给舵机任何动作指令的情况下,舵机输出轴异常旋转。调试人员更换新舵机后,故障没有复现。将故障舵机带回实验室上电调试,在没有给舵机任何动作指令的情况下,舵机输出轴再次发生异常旋转现象,故障复现。

3 故障定位

该型号舵机内部主要由电机、电位器、减速器齿轮组组成,如图2所示。

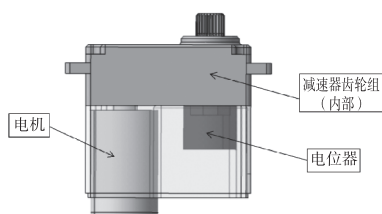


图2 某型舵机内部示意图

初步分析,影响舵机异常转动的可能因素有电机故障和电位器故障。在实验室依次更换电机和电位器,对舵机进行上电调试,发现仅更换电机后,故障复现;仅更换电位器后,故障消失。

以上分析可知,舵机上电后输出轴异常转动是由电位器输出信号故障导致,因电位器故障,不能真实有效反馈舵机输入端的电压信号,导致输出轴异常旋转。

4 故障排查与分析

4.1 故障定位

按照电位器故障树^[3],电位器外壳损伤、电位器引出线内芯损伤、电位器引出线等问题均可能导致该故障发生^[4],详见图3。

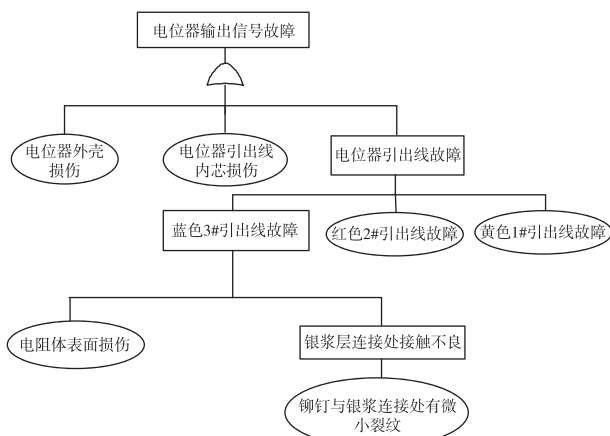


图3 电位器输出信号故障树图

目测故障电位器外壳完好,未发现外壳变形、外力损伤等情况。经测量,外形尺寸未发生变化,因此排除外壳损伤引起电位器输出信号异常故障。

观察故障电位器引出线情况,出口部位已涂硅胶保护,引出线完好。在显微镜下观察引出线内部线芯,未发现有损伤情况。因此排除电位器引出线

内芯损伤引起电位器输出信号异常故障。

用数字万用表测量黄色1#、红色2#引出线分阻,检测时同时拉扯、扭转引出线,输出电阻信号正常;测量蓝色3#、红色2#引出线分阻,当拉扯、扭转蓝色3#引出线检测时出现输出不稳定,信号时有时无;测量黄色1#、蓝色3#引出线总阻,当拉扯、扭转蓝色3#引出线检测时出现输出不稳定,信号时有时无,初步判定为蓝色3#引出线出现输出故障。

为进一步排查电位器输出信号异常故障的原因,防止在拆卸过程中对故障点产生破坏,采用车削工艺,将故障电位器外壳剖开,观察检测故障电位器内部情况。车削后电位器内视图详见图4。目测电位器内部无多余物,电阻体表面无损伤。用数字多用表测量黄色1#铆钉与银浆层输出信号正常;测量红色2#铆钉与银浆层输出信号正常;测量蓝色3#铆钉与银浆层出现输出不稳定,信号时有时无;可定位于蓝色3#铆钉与银浆层连接处有接触不良的原因引出信号输出故障。

在显微镜下反复查找,在蓝色3#引出线铆钉与银浆层连接处发现微小裂缝(此微小裂缝目测不可见,在显微镜观察下才可见),详见图5。



图4 电位器内部结构图

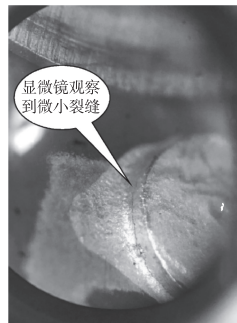


图5 银浆层连接处微小裂纹

以上检测表明,该电位器故障原因是蓝色3#引出线铆钉与银浆连接处有微小裂纹,使得蓝色3#引出信号接触不良,导致电位器输出信号异常故障。

4.2 故障原因分析

该电位器在生产、检验过程中,实施了百分之百的检查。并经过环境应力筛选后的A组检验、交付检验记录均未发现有输出信号异常记录。该电位器在做完高低温实验后,上电开机后发现舵机产品输

出信号异常。经排查,电阻体引出线处涂胶均匀分布,无异常。刮完覆盖电阻体上的涂胶层后,铆钉与电阻体铆合完好,目测无异常,详见图6。



图6 电位器引出线涂胶放大图

经分析,原因在于蓝色3#引出线铆钉平面与电阻体在铆合时存在微小裂缝(图7),涂完导电胶后微小裂缝被覆盖。后经运输、储存以及高低温试验后,存在振动和收缩等情况,导致蓝色3#铆钉平面与电阻体铆合的微小裂缝产生,出现输出信号异常故障。

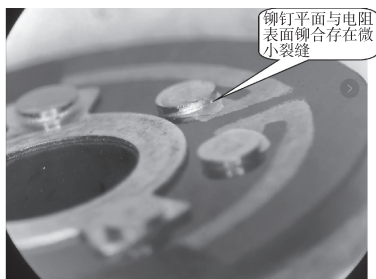


图7 电阻体铆接处微小裂缝

5 纠正措施及验证情况:

针对该电位器故障原因,采取以下纠正措施:

1) 工艺优化:对检验工艺文件中“电阻体部件”铆钉检验工序中,检验器具由原来目测改为显微镜检验,并要求对该工序百分之百检验。

2) 增加应力筛选试验。按照《GJB 1032—1990

电子产品环境应力筛选方法》要求,在电位器出厂前及舵机装配调试后,分别进行高低温试验及振动试验,筛选出故障产品。

通过对在制品的改制,优化检验工艺,增加电位器及舵机的应力筛选试验。改进后的电位器加工质量得以保证,舵机产品工作正常。

6 总结

通过对电位器故障的排查及分析,确定了某型角度电位器失效的原因是蓝色3#引出线铆钉与银浆连接处有微小裂纹,使得蓝色3#引出信号接触不良,导致电位器输出信号异常故障。针对该故障原因,优化了电位器的检验工艺,增加了电位器及舵机的应力筛选试验,有效防止该类故障再次发生。

参考文献

- [1] 韩强. 小型高精度弹载舵机系统设计[D]. 西安:西安石油大学,2021.
- [2] 杨育荣,王建琦,李友年. 空空导弹舵机性能分析方法[J]. 弹箭与制导学报,2012(5):57-60.
- [3] 李雪,郭海利,刘永俊. 某型舵机密封失效分析[J]. 现代制造技术与装备,2019(3):194-195.
- [4] 时丙才. 某机载武器用电位器失效分析及改进措施[J]. 电子质量,2018(2):28-30.

作者简介:王建国(1990-),男,工学硕士,工程师,研究方向:无人机工艺设计、舵机设计。
张学铭(1986-),男,工学硕士,工程师,研究方向:无人机总体设计、无人机结构设计、舵机设计。

收稿日期:2024-02-20

一种汽车变速器怠速异响问题分析与解决

张小林, 吴昌兵

(上汽通用五菱汽车股份有限公司, 广西 柳州 545007)

摘要: 整车怠速时, 某后驱商用车变速器同步环出现刮响现象, 通过分析相关影响因素, 找到原因并制定整改方案, 进行验证, 解决变速器怠速异响问题。

关键词: 变速器 同步环 刮响

中图分类号: U 463. 212

文献标识码: B

文章编号: 1002-6886(2024)05-0097-04

Analysis and solution of abnormal sound problem of transmission

ZHANG Xiaolin, WU Changbing

Abstract: When the whole vehicle is idling, the transmission synchronization ring of a rear-drive commercial vehicle appears to scratch. Through analyzing the related factors, the cause is found and the rectification plan is developed and verified. The problem of abnormal sound of the transmission is solved.

Keywords: transmission, synchronization ring, scratch

0 引言

随着经济的发展, 汽车已成为人们重要的交通、生活工具。人们对汽车的制造质量、性能期望也越来越高, 要求汽车不仅具有较高的可靠性, 还需有良好的感知、操控性能。变速器作为汽车传动系统的重要零部件, 其换挡性能、NVH 性能都将影响着整车的操控舒适性。如何提高变速器各项性能, 将成为变速器工作者重点攻关的课题。通过解决某后驱变速器怠速异响的实际案例, 说明问题解决的过程及方法, 经过总结, 形成经验。

1 问题描述

某商用车刚量产时, 部分车辆空档怠速变速器出现四档齿环刮擦异响现象(换挡手柄往四档方向推动一定距离, 异响消除)。由于整车怠速, 变速器存在刮响现象, 该车型被迫暂停生产, 须查清原因并采取相关遏制措施后才能量产。

2 问题查找

2.1 扭振测试

为分析发动机输出扭振、变速器输入扭振对同步环刮响的影响。在怠速工况下, 对整车进行发动机输出扭振、变速器输入扭振测试。

(1) 启动车辆, 发动机怠速工况下关空调, 进行扭振测试, 数据见表 1。

表 1 关空调工况下扭振测试平均值

车辆 VIN	变速器流水号	离合器状态	动态感知	飞轮二阶	二档齿二阶
				扭振平均值 /(rad/s ²)	扭振平均值 /(rad/s ²)
202225	0076	量产	刮响明显 (冷车)	105	121.5
202225	0076	量产	异响消失 (热车)	103	116.5
202225	0323	量产	不异响	98.7	105.8
999379	0149	量产	刮响明显	119.2	124.5
999379	0149	3#从动盘	刮响明显	105	89.5

从表 1 数据不难看出: 1) 同一辆车, 热车状态输出扭振平均值低于冷车状态; 2) 不同车辆, 发动机输出扭振平均值不同; 3) 刮响因变速器而异, 与发动机输入扭振大小无太大关联。

(2)启动车辆,发动机怠速工况下,开空调,扭振测试数据见表2。

表 2 开空调工况下扭振测试平均值

车辆 VIN	变速器 流水号	离合器 状态	动态感知	飞轮二阶	二档齿二阶
				扭振平均值 /(rad/s ²)	扭振平均值 /(rad/s ²)
202225	0076	量产	刮响明显 (冷车)	242.1	262.4
202225	0076	量产	异响消失 (热车)	231.0	246.6
202225	0323	量产	无异响	225.8	150.3
999379	0149	量产	刮响明显	206.5	212.5
999379	0149	3#从动盘	刮响明显	218.2	154.8

单从开空调测试数据(表2)来看,分析结论与关空调测试数据(表1)相同,但结合开、关空调测试数据综合分析,不难得出以下结论:

1)发动机输出扭振开空调工况明显大于关空调工况;

2)发动机输出扭振与变速器刮响无关联(整车状态完全相同情况下,开空调二档齿扭振 246.6 rad/s²,变速器不发生刮响;关空调二档齿扭振 121.5 rad/s²,变速器发生刮响)。

2.2 换件试验

2.2.1 整车互换手动变速器总成

有刮响的整车与没有刮响的整车进行变速器对换(表3),发现刮响现象跟着变速器走,与整车不相关。

表 3 整车互换手动变速器总成

零件互换内容	车号	变速器号	故障表现	说明
整车互换手动变速器总成	1	A	怠速刮响	共计完成 4 组故障车和非故障车互换变速器验证,故障均跟随变速器走。
	2	B	怠速未刮响	
	1	B	怠速未刮响	
	2	A	怠速刮响	

2.2.2 变速器互换四档同步环

有刮响的变速器与没有刮响的变速器进行四档同步环对换(表4),发现刮响现象跟随四档同步环走,说明刮响与四档同步环相关。

表 4 变速器互换四档同步环

零件互换内容	变速器号	同步环号	故障表现	说明
手动变速器总成互换四档同步环	1	A	怠速刮响	共计完成 4 组四档同步环互换变速器验证,故障均跟随四档同步环走。
	2	B	怠速未刮响	
	1	B	怠速未刮响	
	2	A	怠速刮响	

2.3 零件拆检

为分析变速器相关零件差异,拆解有刮响的变速器与没有刮响的变速器、对相关零件尺寸进行检测,发现尺寸均未超差(表5)。

表 5 变速器尺寸检测

零件名称	技术要求	N3280215 (零公里)	N4190131 (零公里)	N3280197 (生产现场)	N3280265 (零公里)
刮响程度	整车 台架 (空载校验)	刮响严重 \ 无刮响	刮响轻微 \ 无刮响	无刮响	刮响严重 刮响严重
双内圆球	35(0,-0.1)	34.98	34.97	34.96	34.98
轴承组件	15.2(0,-0.05)	15.18	15.15	15.17	15.15
三四档同步器齿毂	7(+0.1,0)	7.07	7.07	7.07	7.07
	16.5±0.05	16.54	16.51	16.48	16.47
输入轴	φ71.55(+0.1,0)	71.58	71.56	71.59	71.6
	130.9±0.05	130.95	130.93	130.88	130.88
输入轴轴承	27±0.052	27.03	27.03	27.02	27.03
	20(0,-0.05)	19.98	19.99	19.976	19.991
三档滚针轴承衬套	32(+0.05,0)	32.044	32.023	32.034	32.039
	322.9	322.885	322.916	322.8845	322.8938
轴承箱	(+0.05,-0.05)	7.7(0,-0.05)	7.683	7.685	7.6835
	7.7(0,-0.05)	7.683	7.685	7.6835	7.6769
输出轴	43.7(0,-0.1)	43.658	43.635	43.613	43.6002
离合器壳体	24(+0.05,0)	24.03	24.02	24.0298	24.0243
	2.3(+0.1,0)	2.37	2.38	2.34	2.38
三四档同步环	71.4(0,-0.15)	71.26	71.25	71.2785	71.2884
	3.7±0.1(贴碳有颗粒测不准)	3.7	3.7	3.7	3.7
六档滚针轴承组件	27(+0.05,0)	27.025	27.018	27.023	27.027
五六档同步器齿毂	16±0.05	15.99	16	15.97	15.97

基于 IGA-BP 神经网络的 PEMFC 供氢系统 模型预测控制算法*

李岱泽¹, 熊树生^{1▲}, 姜琦¹, 吴占宽¹, 焦志筱¹, 程俊杰¹, 宋雅楠²

(1. 浙江大学, 浙江 杭州 310012; 2. 福州海卓马克机电设备有限公司, 福建 福州 310100)

摘要:对化石能源的过度使用导致了严重的环境问题和能源担忧。氢能作为一种清洁的能源,被认为是实现能源转型和可持续发展的重要资源。在此背景下,氢燃料电池作为一种将氢能高效转化为电能的技术,展现出了巨大潜力。本文以质子交换膜燃料电池阳极供氢系统为研究对象,以氢气计量比和阴、阳极压强差为控制目标,设计了基于神经网络的模型预测控制算法。首先基于 MATLAB/Simulink 搭建了面向控制的燃料电池集总参数机理模型,通过实验验证了模型的可靠性;然后通过免疫遗传算法优化神经网络的学习过程,实现了对燃料电池系统状态的精确拟合与预测;最后,将离线训练的神经网络应用于模型预测控制器,并验证了控制算法的有效性。

关键词:质子交换膜燃料电池 供氢系统 神经网络 免疫遗传算法 模型预测控制

中图分类号:TP273.3; TK91

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2024)05-0100-07

MPC algorithm for PEMFC hydrogen supply system based on IGA-BP neural network

LI Daize, XIONG Shusheng, JIANG Qi, WU Zhankuan, JIAO Zhixiao, CHENG Junjie, SONG Yanan

Abstract: In recent years, the excessive use of fossil fuels has led to serious environmental issues and energy concerns. Hydrogen energy, as a clean source, is considered an important resource for achieving energy transformation and sustainable development. Against this backdrop, hydrogen fuel cells, as a technology that efficiently converts hydrogen energy into electrical energy, have shown great potential. This paper focuses on the anode hydrogen supply system of proton exchange membrane fuel cells (PEMFC) and designs a model predictive control (MPC) algorithm based on neural network with the hydrogen stoichiometric ratio and the pressure difference between the anode and cathode as the control targets. Firstly, a control-oriented PEMFC lumped parameter mechanism model is constructed by using MATLAB/Simulink, and its reliability is verified

5 验证

以上方案通过换件验证,均能解决整车怠速时,变速器四档同步环刮响问题。

6 结论

通过对某商用车变速器四档同步环刮响问题的研究,掌握了四档同步环在整车怠速时的运转状况,发现同步环与齿毂径向间隙对四档同步环晃动有很大影响。晃动量越大越容易引起刮响^[2],对同步环刮响类似问题,在变速器大体结构无法更改的情况

下,整改方向为减小同步环晃动量。

参考文献

- [1] 高维山. 变速器[M]. 北京:人民交通出版社,1990.
- [2] 王望予. 汽车设计[M]. 北京:机械工业出版社,2000.

作者简介:张小林(1979-), 中级工程师,主要从事汽车变速器工作。

吴昌兵(1983-), 中级工程师,主要从事汽车变速器工作。

收稿日期:2023-10-11

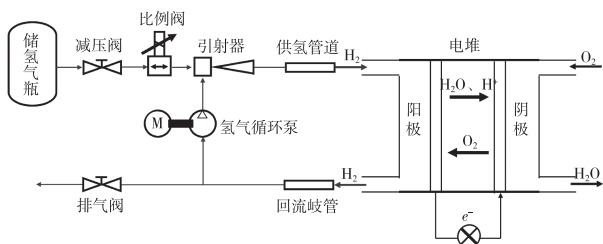


图2 PEMFC 供氢系统结构示意图

1.1 电堆模型

阳极腔模型的建立使用了质量守恒定律、气体热力学与理想气体方程。忽略液态水的生成与流入流出,阳极电堆氢气与水质量变化如式(1):

$$\frac{dm_{H_2}}{dt} = W_{an,in}y_{H_2,in} - W_{an,out}y_{H_2,out} - \frac{I_{stack}N_{cell}}{2F}M_{H_2} \quad (1)$$

式中, m_{H_2} 为 PEMFC 氢气质量(kg); I_{stack} 为电堆电流(A); N_{cell} 为单电池数量; F 为法拉第常量,代表的是一个摩尔电子通过一个电流的电量,取 96485 ($C \cdot mol^{-1}$); $y_{H_2,in}$ 为阳极入口氢气质量占比, $y_{H_2,out}$ 为未反应氢气质量占比; α 为 PEM 水传递系数,代表膜中氢离子与水分子的通过比例; $W_{an,in}$ 、 $W_{an,out}$ 为电堆阳极进口和出口气体质量流率(kg/s),其中, $W_{an,out} = W_H \times n_{pump}$; W_H 是引射器引射流量; n_{pump} 是引射器个数。

阳极气体压强如式(2)所示:

$$P_{an} = \frac{R_{vap}T}{V_{an}} \times \frac{m_{vap,an}}{M_{H_2O}} + \frac{R_{H_2}T}{V_{an}} \times \frac{m_{H_2}}{M_{H_2}} \quad (2)$$

式中, R_{H_2}/R_{vap} 为氢气/水蒸气气体常数; V_{an} 为阳极流道体积; T 为电堆内部气体温度; M_{H_2} 为氢气摩尔质量; M_{H_2O} 为水蒸气摩尔质量。

燃料电池开路电压如式(3)所示:

$$E = 1.229 - 8.5 \times 10^{-4}(T_{fc} - 298.15) + 4.3085 \times 10^{-5}T_{fc} \left[\ln[P_{H_2}] + \frac{1}{2}\ln[P_{O_2}] \right] \quad (3)$$

1.2 供氢管道模型

燃料电池供氢管道连接阳极比例阀和燃料电池电堆阳极流道入口侧,本文采用理想状态气体方程描述气体在管道中的动态特性,气体压强方程如式(4):

$$\frac{dP_{sm}}{dt} = \frac{W_{sm,in} - W_{sm,out}}{M} \times \frac{RT_{sm}}{V} \quad (4)$$

式中, P_{sm} 为管道气体压强; $W_{sm,in}$ 为流入管道气体质量流率; $W_{sm,out}$ 为流出管道气体质量流率; M 是混合气体摩尔质量(水蒸气和氢气混合),比例按气体相对湿度计算; V 代表氢气供给管道气体流通体积; R 是通用气体常数; T_{sm} 为管道内气体温度。

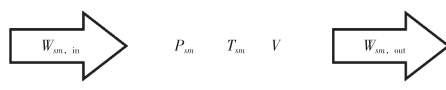


图3 供氢管道传输原理图

1.3 引射器模型

引射器是基于动量守恒和能量守恒原理工作的设备,它依赖于高速流体喷射造成的低压效应来实现其功能,不依赖于外部动力或机械部件来运作。核心部分是一个或多个喷嘴,以及与之相关的腔体结构,如图4所示。

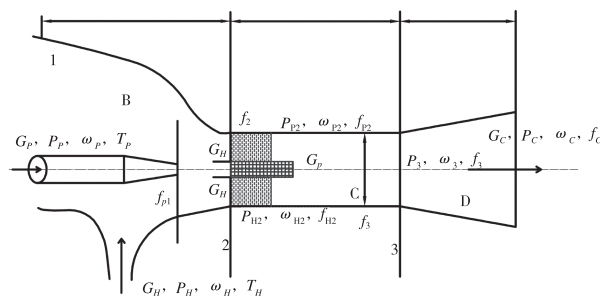


图4 引射器剖面原理图

当工作流体 G_p (一次流) 从喷嘴 A 中高速喷射时,它会在喷嘴的出口附近形成一个低压区。该区域是吸引引射流体 G_H (二次流) 的关键所在。由于二次流的压力高于喷嘴附近的低压区,它被“引射”进入混合室 C,与高速的工作流体混合,伴随着能量和动量的交换。

根据质量守恒定律,可得其腔体内流体关系,如式(5):

$$G_c = G_p + G_H = G_p(1 + \mu) \quad (5)$$

式中, μ 为引射系数,即引射流质量流率与工作流质量流率的比值。

1.4 比例阀模型

在燃料电池供氢系统中,比例阀用于调节供氢流量以满足燃料电池的输出功率需求。可将其视为一个喷嘴出口面积区域变化的可调节阀门。如式(6)所示,比例阀的输出流量和阀门输入信号近似

线性关系。

$$W_{fcv} = u_{fcv} \times W_{fcv, \max} \quad (6)$$

式中, u_{fcv} 为控制电压信号, 范围是 $[0, 1]$, 表示阀门的开度; $W_{fcv, \max}$ 为喷嘴可流过的最大质量流率。

1.5 氢气循环泵模型

氢气循环泵的动态模型主要基于流体动力学、气体压缩性及泵的特性曲线。搭建的循环泵转动惯量 J_{cp} 数学模型如式(7)所示:

$$J_{cp} \times \frac{d\omega_{cp}}{dt} = (\tau_{cm} - \tau_{cp}) \quad (7)$$

式中, J_{cp} 为转子和旋转部分的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); ω_{cp} 是泵叶片的转速 (rad/s); τ_{cm} 为电机输入转矩

($\text{N} \cdot \text{m}$), $\tau_{cm} = \eta_{cm} \frac{k_t}{R_{cm}} (v_{cm} - k_e \omega_{cp})$; τ_{cp} 是叶片驱动转

矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$), $\tau_{cp} = \frac{C_p}{\omega_{cp}} \times \frac{W_{cp} T_{atm}}{\eta_{cp}} \left[\left(\frac{p_{sm}}{p_{atm}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$, 其中,

C_p 为氢气比热容 ($\text{J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$), W_{cp} 为循环泵气体质量流率 (kg/s), η_{cp} 为循环泵压缩效率, T_{atm} 为环境温度 (K), p_{atm} 为环境压力 (Pa), γ 为常压气体比热容比。

2 基于 IGA-BP 神经网络的 NNMPCC 控制算法

本节使用数据驱动的神经网络模型拟合 PEMFC 的动态特性, 设计了基于免疫遗传学习优化的 BP 神经网络 NNMPCC 控制器, 并通过作用于 1 节中建立的机理模型, 对比传统 PID, 验证了该算法的有效性。

2.1 系统状态方程

基于第 1 节 PEMFC 阳极供氢系统工作机理, 使用 MATLAB/Simulink 搭建面向控制的 PEMFC 氢气循环系统的机理模型如图 5 所示, 主要包含电堆、电流输入子系统、阳极压力控制子系统、阳极供应管道、引射器、氢气循环泵及电压观测子系统。

本文基于 Pukruspan 建立的经典 9 阶燃料电池模型^[7], 对系统中不涉及本文的研究重点的变量如电堆阳极流道的湿度、阴极的氧气含量等进行了面向控制简化。以氢气循环泵电机电压 u_{bl} 和比例阀控制信号 u_{fcv} 为控制输入量, 氢气过量比 SR_{H_2} 和阴阳级压强差 ΔP 为控制输出量, 模型状态量 $x =$

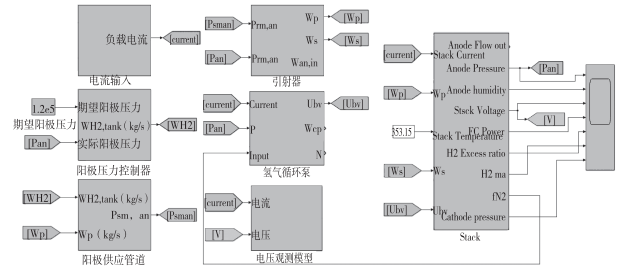


图 5 PEMFC 供氢系统 MATLAB/Simulink 仿真模型

$[P_{an, in}, m_{H_2, an}, \omega_{bl}]^T$ 分别表示电堆阳极进口压强、阳极氢气质量和循环泵电机叶片转速, 空间状态方程如式(8):

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = W_{an, in}(x_1, x_2) - W_{an, out}(x_1, x_2) - W_{H_2, react}(I_{stack}) \\ \dot{x}_2 = \frac{RT_{sm}}{V} [W_{sm, in}(x_2, x_3) - W_{sm, out}(x_1, x_2)] \\ \dot{x}_3 = \frac{1}{J_{cp}} [\tau_{cm}(u_{bl}, x_3) - \tau_{cp}(x_2, x_3)] \end{cases} \quad (8)$$

表 1 PEMFC 氢气供给系统状态变量

状态变量	符号	单位
阳极内氢气质量	$x_1 = m_{H_2}$	kg
阳极供给管道压强	$x_2 = P_{sm}$	Pa
循环泵叶片旋转速度	$x_3 = \omega_{cp}$	rad/s

2.2 IGA-BP 神经网络

本文研究的对象燃料电池供氢系统是典型的强非线性系统。BP (Back Propagation, BP) 神经网络结构简单, 具有较好的非线性映射能力, 且识别速度快、效率高, 可以用于大规模训练样本。定义 r, s 和 u 分别为输入层、隐藏层以及输出层节点个数, i, j 和 k 分别代表网络输入层、隐藏层和输出层的第 i ($i = 1, 2, \dots, r$)、第 j ($j = 1, 2, \dots, s$) 和第 k ($k = 1, 2, \dots, u$) 个神经元节点, 输入层网络输入为 x_i , 隐藏层神经元 j 和输出层神经元 k 的网络输出分别为 h_j 和 y_k , 激活函数选用 S 型函数 Sigmiod, ω_{1ij} 和 ω_{2jk} 分别是节点 i 和 j 与节点 j 和 k 之间的权值, 节点 j 和 k 的偏置分别为 b_{1j} 和 b_{2k} 。

$$h_j = \text{Sigmiod} \left(\sum_{i=1}^r \omega_{1ij} x_i + b_{1j} \right) \quad (9)$$

$$y_k = \sum_{j=1}^s \omega_{2jk} h_j + b_{2k} \quad (10)$$

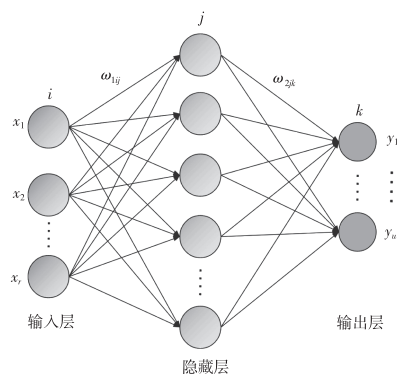


图6 三层 BP 神经网络示意图

BP 神经网络的初始参数对网络性能影响很大,初始权值和阈值设置是否得当,决定着网络学习训练速度和能否收敛于全局最优解。免疫遗传算法 (Immune Genetic Algorithm, IGA) 是基于生物免疫机制提出的一种改进的遗传算法,以适应度和个体本身的浓度作为目标函数,搜索目标是多峰值函数的多个极值。因此,IGA 保持了随机全局并行搜索的特点,不仅提高了局部及全局搜索能力,而且最大化避免了未成熟收敛,使最终结果趋于全局最优。

采用 IGA-BP 对阳极模型控制过程中的输入输出变量进行拟合,BP 神经网络的损失函数即为适应度函数,IGA 的优化目标就是使 BP 网络损失函数最小。IGA 算法的收敛过程如图 7 所示,得到相应模型预测输出:阳极压强(图 8(a))和氢气计量比(图 8(b))。

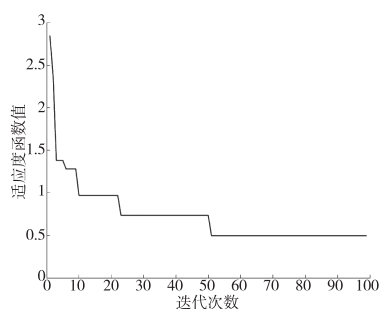
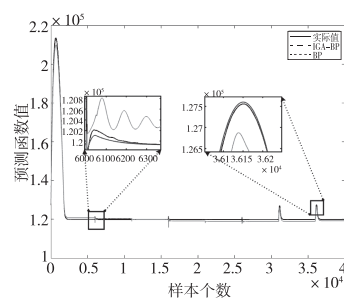
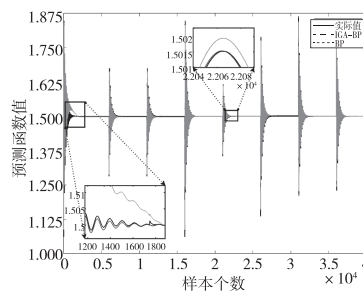


图7 IGA 算法收敛过程图

对比图 8 可以发现,经过 IGA 对神经网络初始权重和阈值进行优化后,模型对两类输出的预测值精度具有显著提升,为进一步分析经过 IGA 优化前后对模型预测输出的影响,观察优化前后模型预测的均方误差 (Mean Squared Error, MSE) 和决定系数



(a) 阳极压强预测结果



(b) 氢气计量比预测结果

图8 模型输出预测结果

(R -squared, R^2) 指标。

由表 2 可知,免疫遗传算法优化后的神经网络相比于传统 BP 神经网络,其对 PEMFC 进行建模预测精度更好。其中 IGA-BP 阳极压强的均方误差接近为 BP 神经网络预测的误差的 1/50,且前者在决定系数的表现也要更优,表明其模型解释变量变异的能力强。同样,针对氢气计量比指标,IGA-BP 神经网络的表现也显著优于普通的 BP 神经网络。

表 2 不同网络预测效果对比

网络	响应类型	MSE	R^2
IGA-BP	阳极压强	23.5026	0.9167
	氢气计量比	1.845×10^{-3}	0.8958
BP	阳极压强	925.9914	0.7868
	氢气计量比	4.816×10^{-3}	0.7790

2.3 NN MPC 控制器

神经网络模型预测控制 (Neural Network-Model Predictive Control, NN MPC) 算法是将人工神经网络与预测控制算法思想相结合,通过调整神经网络的权值来建立系统的非线性映射关系并训练网络学习系统的动态特性,最后将神经网络模型作为 MPC 的预测模型进行控制与优化,其算法流程如图 9 所示。

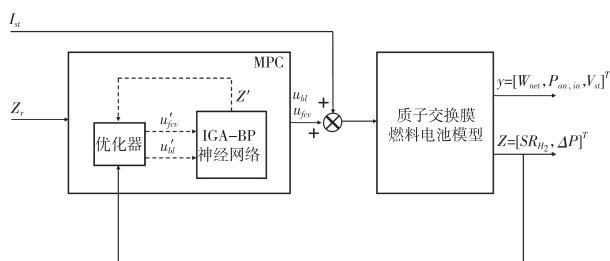


图9 NNMPC控制算法框图

因此,基于上节所建立的网络模型可表示为式(11)形式:

$$x^+ = f(x, u) \quad (11)$$

式中, x^+ 为系统的下一时刻状态。

基于有限控制集在线优化求解器,采用闭环约束在线优化控制策略,在每个时刻 k 建立优化目标,如式(12):

$$\min_{u(k), u(k+1), \dots, u(k+N_u)} J = \sum_{i=1}^{N_p} (r(k+i) - \hat{x}(k+i)^T \Gamma_{y,i} (r(k+i) - \hat{x}(k+i))) + \sum_{i=1}^{N_u} \Delta u(k+i)^T \Gamma_{u,i} \Delta u(k+i) \quad (12)$$

式中, J 为代价函数, r 为控制期望, u 为预测输入, $\hat{x}$ 为预测状态, N_p 为预测状态时域, N_u 为预测输入的时域。同时定义 $\Gamma_{y,i}$ 和 $\Gamma_{u,i}$ 为:

$$\Gamma_{x,i} \stackrel{\text{def}}{=} \text{diag}(\Gamma_{x_1,i}, \Gamma_{x_2,i}, \dots, \Gamma_{x_{N_p},i}) \quad (13)$$

$$\Gamma_{u,i} \stackrel{\text{def}}{=} \text{diag}(\Gamma_{u_1,i}, \Gamma_{u_2,i}, \dots, \Gamma_{u_{n_u},i}) \quad (14)$$

式中, $\Gamma_{x_j,i}$ 是在预测时刻 i 对预测控制状态第 j 个分量误差的加权因子,加权因子越大,表明我们期望对应的控制状态越接近给定的参考轨迹; $\Gamma_{u_j,i}$ 是在预测时刻 i 对可控制输入增量第 j 个分量的加权因子,控制加权因子越大,表明我们期望对应的控制输入动作变化越小。

考虑到执行机构的开度以及保证控制系统安全稳定工作,通常会在优化问题(式(12))中添加系统约束:

$$u_{\min}(k+i) \leq u(k+i) \leq u_{\max}(k+i) \quad (15)$$

$$x_{\min}(k+i) \leq \hat{x}(k+i) \leq x_{\max}(k+i) \quad (16)$$

式中, $u_{\min}$ 是系统输入的下界, $u_{\max}$ 是系统输入的上界, $x_{\min}$ 是系统状态约束的下界, $x_{\max}$ 是系统状态约束的上界。

本文以 PEM-FC 供氢系统为研究对象,其中控制目标分别为阴、阳极压差(设阴极压力恒定 1.1×10^5 Pa)和氢气计量比,控制输入分别为比例阀控制信

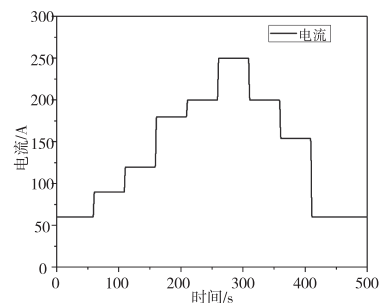
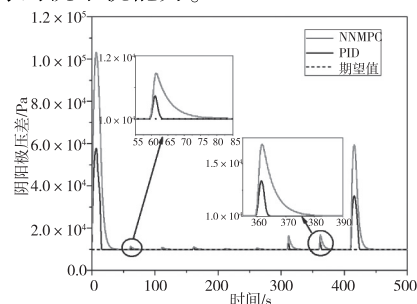


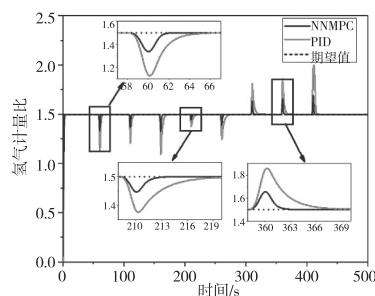
图10 负载电流变化曲线

号 u_{fc} 和氢气循环泵电机电压 u_{bl} 。为了验证控制系统的抗干扰能力,给定的控制期望为:阴、阳极压差为 0.1×10^5 Pa,氢气计量比为 1.5。在仿真过程中加入负载电流扰动(图10),以验证控制系统的抗干扰能力。

图11(a)和图11(b)分别给出了阴、阳极压差和氢气计量比的变化曲线,可以看出,对比传统PID控制,NNMPC 均可以在有限时间内收敛到期望附近且超调明显更少,动态性能表现更好。同时,由于神经网络模型具有较强的鲁棒性,使得 NNMPC 表现出更好的抗干扰能力。



(a) 阴阳级压差差



(b) 氢气计量比

图11 控制效果对比图

图 12 分别给出了 NN MPC 和 PID 两种控制算法在不同负载电流下的输出功率对比情况。可以看到,在任一不同负载电流下,NN MPC 算法都表现更好,输出功率大约高于 PID 的 6% 左右,进一步说明了 NN MPC 控制算法具有更好的动态性能,提高了系统的能源利用效率。

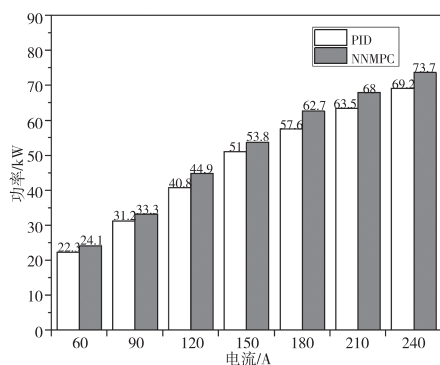


图 12 不同电流下电堆输出净功率对比图

3 结论

本文针对质子交换膜燃料电池的阳极供氢系统,搭建了面向控制的集总参数模型,通过实验验证了模型的可靠性。进一步的,基于免疫遗传学习算法,通过实验数据训练神经网络用以拟合具有强非线性特征的 PEMFC 真实参数,以实现电堆状态的精确预测。在此基础上,以氢气计量比和阴、阳极压差为控制目标,设计了基于 IGA-BP 神经网络的 MPC 控制器,并通过观测 PEMFC 机理模型的输出,对比传统 PID 算法,验证了本文算法的有效性。

参考文献

[1] YUAN H, DAI H F, WU W, et al. A fuzzy logic PI control with feedforward compensation for hydrogen pressure in vehicular fuel cell system[J]. International journal of hydrogen energy, 2021, 46(7): 5714-5728.

[2] QUAN S W, WANG Y X, XIAO X L, et al. Feedback linearization-based MIMO model predictive control with defined pseudo-reference for hydrogen regulation of automotive fuel cells[J]. Applied energy, 2021, 293: 116919.

[3] ZIOGOU C, PAPADOPOULOU S, GEORGIADIS M C, et al. On-line nonlinear model predictive control of a PEM fuel cell system[J]. Journal of process control, 2013, 23(4): 483-492.

[4] 陈凤祥, 张俊宇, 裴冯来, 等. 质子交换膜燃料电池氢气供应系统的建模及匹配设计[J]. 吉林大学学报(工学版), 2022, 52(9): 1982-1995.

[5] CHEN F X, YU Y, LIU Y, et al. Control system design for proton exchange membrane fuel cell based on a common rail(I): control strategy and performance analysis[J]. International journal of hydrogen energy, 2017, 42(7): 4285-4293.

[6] 张家明, 马天才, 丛铭, 等. 大功率燃料电池氢气系统建模与控制[J]. 汽车技术, 2021, 51(2): 23-27.

[7] PUKRUSHPAN J T, STEFANOPOULOU A G, PENG H. Control of fuel cell power systems: principles, modelling, analysis and feedback design[J]. International journal of robust and nonlinear control, 2005, 15(12): 553-554.

基金项目:“十四五”国家重点研发计划“新能源汽车”重点专项项目:《耐低温高安全的燃料电池乘用车执行期限》,编号:2022YFB2502403;浙江省“尖兵”“领雁”研发攻关计划项目:《超长航时氢电混合动力无人机》,编号:2023C01239。

作者简介:李岱泽(1998-),男,山东淄博市人,硕士研究生,研究方向为:PEM 燃料电池控制与优化。

通讯作者:熊树生(1971-),男,福建周宁县人,工学博士,研究员,博士生导师,研究方向为:清洁能源与新能源车船优化设计及控制、新能源汽车热管理系统、生物质的资源化利用、机器换热及物联网相关研发。

收稿日期:2023-11-16