

电动缸举升机构伺服性能的亚全局并行优化设计

万子平, 谢馨, 任广安, 郑杰基, 范大鹏*

(国防科技大学智能科学学院, 湖南长沙 410073)

摘要:针对电动缸举升伺服机构的非线性环节对武器站伺服性能的影响,基于应用背景开展了伺服性能优化方法的研究。针对可设计非线性环节中的增益波动、间隙宽度、不平衡力矩和摩擦力矩进行了作用机理分析;基于机构布局和控制参数建立了运动学、动力学和控制策略的数学模型,设计约束和目标优化函数;提出了亚全局并行优化方法,对可设计非线性环节进行了基于内点法的多目标优化,解决了局部串行优化的局部最优问题;对基于PI控制器+DOB观测器的复合控制策略进行了单独设计,解决了机械惯量参数、控制器参数和观测器名义模型不匹配的问题。经验证,亚全局并行优化方法的优化结果在整体上更佳,且更加贴合工程实际。

关键词:可设计非线性环节;机构布局;复合控制策略;亚全局并行优化方法

中图分类号:TH112 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2024)05-065-14



论
文
拓
展

Sub-global parallel optimization design of servo performance of electric cylinder lifting mechanism

WAN Ziping, XIE Xin, REN Guang'an, ZHENG Jieji, FAN Dapeng*

(College of Intelligence Science and Technology, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: Aiming at the influence of the nonlinear part of the electric cylinder lifting servo mechanism on the servo performance of the weapon station, the optimization method of servo performance was studied based on the application background. The mechanism of gain fluctuation, gap width, unbalanced moment, and friction moment in the designable nonlinear part was analyzed. The mathematical models, design constraints, and objective optimization functions of kinematics, dynamics, and control strategies were established based on the mechanism layout and controller parameters. A sub-global parallel optimization method was proposed. The multi-objective optimization based on the interior point method was carried out for the designable nonlinear part, and the local optimization problem of local serial optimization was solved. The composite control strategy based on PI controller + DOB observer was designed separately, and the mismatch between the mechanical inertia parameters, controller parameters, and observer nominal model was solved. It is verified that the optimization results of the sub-global parallel optimization method are better on the whole and more in line with the engineering practice.

Keywords: designable nonlinear part; mechanism layout; compound control strategy; sub-global parallel optimization method

举升机构多应用于自卸车、雷达和火炮等高精度伺服设备中。其难以实现高精度伺服的原因是举升机构比回转机构的运动副数量多,这不仅会引入更多的静态传动误差降低系统的传动精度,同时会引入更多的非线性动态误差减低系统的控制性能。大长径比和大负载高精度武器的逐渐出现,如14.5 mm高射机枪、电磁炮等,使得对

举升伺服机构的研究成为必要,因为在遥控武器站俯仰伺服系统中,举升机构可增加系统受力的均匀性^[1]和减少传动链分布的集中性。

多副机构的引入使得伺服性能的设计关联因素增多,现有的研究多基于目标、方式和流程展开优化,下面进行对应的分析阐述。

基于目标的优化主要方向为机械结构、功能

收稿日期:2022-05-06

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2019YFB2004700);国家自然科学基金资助项目(52105077)

第一作者:万子平(1990—),男,湖南衡阳人,博士研究生,E-mail:wanziping15@163.com

*通信作者:范大鹏(1964—),男,河南周口人,教授,博士,博士生导师,E-mail:fdp@nudt.edu.cn

引用格式:万子平,谢馨,任广安,等.电动缸举升机构伺服性能的亚全局并行优化设计[J].国防科技大学学报,2024,46(5):65-78.

Citation: WAN Z P, XIE X, REN G A, et al. Sub-global parallel optimization design of servo performance of electric cylinder lifting mechanism[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2024, 46(5): 65-78.

指标和可靠度。机械结构^[2-3]的优化目标多为零部件的刚度和模态,它们使系统获得较高的机械谐振频率,避免伺服运行和载体扰动带来的共振问题。而武器站系统中,机械结构设计属于前端设计,设计后的固有频率一般在 90 Hz 以上,而机构传动链的固有频率基本在 60 Hz 以下,所以机械结构的优化对系统伺服性能的优化不起主要作用。功能指标^[4-7]的优化目标多为机构的输出力矩(推力)和功率,它们使系统的应用范围更广和服役环境的适应性更好。而武器站系统中,关注的不仅是系统的力矩(推力)和功率,更多的是系统稳定精度和伺服带宽,所以仅考虑力矩(推力)和功率的优化是局限的。可靠度^[8-9]的优化目标多为系统的运行稳健性和时域不变性,通过将机构的不确定性引入模型,并对关联参数进行优化,使得系统运行得更安全、更长久。而武器站系统的验收标准现多为射击精度、伺服带宽等功能指标,所以可靠度并非是伺服性能优化的关键指标。由此可知,武器站的优化目标应主要与功能指标相关,且在考虑伺服带宽的基础上,引入与射击精度相关的各项可优化参数,使得系统的伺服性能优化更有效且更全面。

基于方式的优化主要指机构的优化工具,主要为各类虚拟设计平台^[10-11](ANSYS 和 Adams 等),该方法主要通过各类可视化图形软件对模型进行虚拟构建,并对机械结构赋予材料特性(杨氏模量、泊松比等),对运动副赋予非线性因数(间隙宽度、摩擦力矩等),从而进行精确建模。此类方法主要通过优化后的仿真对模型优化效果进行迭代验证,隐藏了优化设计所需的解析形式,所以多用于验证分析。由此可知,应明确参数与优化效果间的关系,从而进行高效的优化设计。

基于流程的优化主要是指机构的优化步骤,主要分为串、并行优化^[12-14],主要基于运动学、动力学和控制策略三个层面展开。串行优化是基于上一层的优化参数对下一层的参数展开优化,而并行优化是将三个层面的参数统一到同一量级下进行整体优化。串行优化虽然存在优化不全面、步骤多的问题,但思路较为简单。并行优化虽然优化全面,但是忽略了传动链的加工装配特性,省略了建模所需测试与辨识,易导致设计的控制参数无实用价值。由此可知,应兼顾串行优化和并行优化的各自优势,达到最优的设计效果。

基于上述分析,本文提出一种基于功能指标的亚全局并行优化方法,在明确机构构型,负载特

性和非线性作用机理的基础上对伺服机构进行全面有效的优化,并对比了局部串行和全局并行优化的设计结果,验证了本文方法的有效性。

1 非线性机理分析

举升机构形式多样,依据最简运动副设计原则(运动副数量最小化,运动高副数量最小化),本文研究对象为直推式举升机构,其构型如图 1 所示。

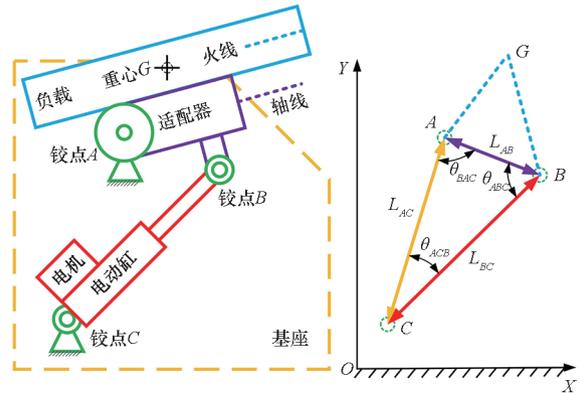


图 1 直推式举升机构

Fig. 1 Direct push lifting mechanism

本文以电动缸为驱动部件实现举升机构的高精度伺服,其系统组成及其包括的可设计和非可设计非线性环节如图 2 所示。图 1 和图 2 中的参数在 1.1 节和 1.2 节进行介绍。

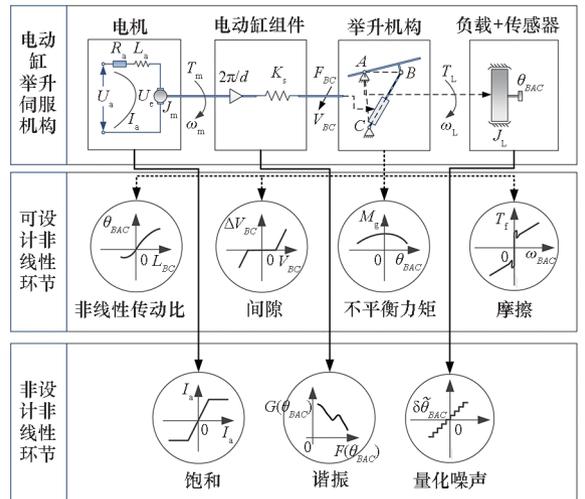


图 2 电动缸举升伺服机构的非线性环节

Fig. 2 Nonlinear sector of electric cylinder lifting servo mechanism

图 2 中, $G(\theta_{BAC})$ 和 $F(\theta_{BAC})$ 分别为输出转角 θ_{BAC} 的幅值增益和输出频率。由图 2 可知,可设计非线性环节来源于举升机构机械构型,和机构布局相关;非可设计非线性环节来源于电机、电动

缸组件、负载和传感器,和部件固有特性相关。由于在武器站伺服系统中的电流环响应时间比速度环响应时间至少小两个数量级,可将电流环等效为比例环节。输入指令电压 U_a 到电机输出转矩 T_m 的比例环节增益为电机的电压转矩系数 $K_T = K_I K_M = (1/R_a) K_M$, 其中 K_I 为电流系数, K_M 为力矩系数, R_a 为电机电枢电阻, 而电感系数 L_a 的影响可以被忽略。

1.1 运动学非线性环节作用机理

1.1.1 非线性传动比作用机理

非线性传动比导致了举升机构输入扭矩到输出扭矩的非线性关系。利用功率守恒定律,可求解出电机输入力矩到机构输出转矩的函数关系为

$$\begin{cases} P = T_m \omega_m = F_{BC} v_{BC} = T_L \omega_L \\ F_{BC} = T_m \left(\frac{2\pi}{d} \right) \\ T_L = \frac{F_{BC} L_{AC} L_{AB} \sin(\theta_{BAC})}{L_{BC}} \end{cases} \quad (1)$$

其中, F_{BC} 和 v_{BC} 分别为电动缸推力和线速度, T_L 和 ω_L 分别为负载转矩和角速度, ω_m 为电机角速度, d 为电动缸导程, 其余参数如图 1 所示。

非线性传动比在模型中可以等效为随负载转角 θ_{BAC} 变化的比例增益, 举升机构的传动角 θ_{ABC} 的变化范围为 $(0, \pi)$, 当 θ_{ABC} 为 $\pi/2$ 时, 其增益最大, 当 θ_{ABC} 趋近于 0 时, 其增益也趋近于 0。非线性传动比比比例增益取值范围为

$$\begin{cases} \min[G_N(s)] = \min[G(s)_{\max(\theta_{BAC})}, G(s)_{\min(\theta_{BAC})}] \\ \max[G_N(s)] = \frac{2\pi L_{AB}}{d} \\ \theta_{BAC} \in (0, \pi) \end{cases} \quad (2)$$

其中, $G_N(s)$ 为非线性传动比比比例增益, $G(s)_{\max(\theta_{BAC})}$ 为 θ_{BAC} 最大时的增益, $G(s)_{\min(\theta_{BAC})}$ 为 θ_{BAC} 最小时的增益。 L_{AB} 决定了其最大增益。

非线性传动比比比例增益会造成闭环系统下增益波动, 非线性越显著, 增益波动越大。为考虑增益波动对闭环特性的影响, 在此建立速度环框图和传递函数分别如图 3 和式 (3) 所示。

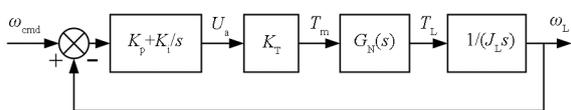


图3 包含非线性传动比的速度环

Fig.3 Speed loop with nonlinear transmission ratio

图 3 中, ω_{cmd} 为负载转速指令, K_T 为电压转矩系数, K_p 和 K_i 为比例 - 积分 (proportional-

integral, PI) 控制器比例系数和积分系数, J_L 为负载惯量。由式 (2) 可知, 在传动范围内存在非线性传动比比比例增益峰值, 为满足系统闭环稳定性, PI 控制器应采用增益波动峰值进行设计, 所以在其余传动范围内, 系统的闭环增益会减小。

$$\frac{\omega_L(s)}{\omega_{cmd}(s)} = 1 - \frac{1}{1 + K_T \left(K_p + \frac{K_i}{s} \right) \left(\frac{1}{J_L s} \right) G_N(s)} \quad (3)$$

式中, $\omega_L(s)/\omega_{cmd}(s)$ 会随着 $G_N(s)$ 的减小而减小, 从而影响系统的伺服带宽和伺服精度。虽然针对非线性传动比, 又提出了各类自适应控制器, 但是这不仅增加了设计复杂度, 而且会引入参数切换时的抖振现象。

1.1.2 间隙作用机理

间隙导致了举升机构运动和扭矩间传递的不连续性。利用死区模型表达出力矩和传动刚度间的关系。为弥补死区函数的不连续性, 采用基于 Sigmoid 函数的近似死区函数对间隙模型进行描述, 其为

$$\begin{cases} T_L^- = K_s \left(\Delta\theta_{BAC} - 4\theta_{gap} \frac{1 - e^{-r\Delta\theta_{BAC}}}{1 + e^{-r\Delta\theta_{BAC}}} \right) \\ \Delta\theta_{BAC} = \theta_{BAC} - \arccos \left(\frac{L_{AC}^2 + L_{AB}^2 - L_{BC}^2}{2L_{AC}L_{AB}} \right) \\ r = \frac{1}{2\theta_{gap}} \\ L_{BC} = \frac{\theta_m d}{2\pi} + L_{BC0} \end{cases} \quad (4)$$

其中, T_L^- 为机构输出力矩 (不包括驱动电机转子驱动力矩), θ_{gap} 为负载传动间隙宽度, K_s 为传动刚度, L_{BC0} 为 L_{BC} 的初始长度, θ_m 为电机输出转角。

假设系统中不含间隙, 将间隙和实际传动刚度转化为等效传动刚度 K_{eq} (忽略与间隙边界的碰撞), 则等效传动刚度和实际传动刚度的刚度差为

$$\Delta k = K_s - K_{eq} = \frac{T_L}{\Delta\theta_{BAC} - 4\theta_{gap} \frac{1 - e^{-r\Delta\theta_{BAC}}}{1 + e^{-r\Delta\theta_{BAC}}}} - \frac{T_L}{\Delta\theta_{BAC}} > 0 \quad (5)$$

由式 (5) 可知, 含有间隙的等效传动刚度会小于系统的实际传动刚度。由等效传动刚度建立起举升机构的双惯量等效模型, 如图 4 所示。

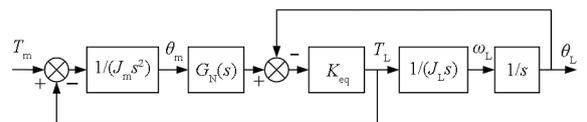


图4 包含等效刚度的双惯量模型

Fig.4 Double inertia model with equivalent stiffness

由图 4 和梅森公式推导出包含等效刚度的举升机构输入力矩到输出转速的传递函数,如式(6)所示。

$$\begin{cases} \omega_L(s) \\ T_m(s) \end{cases} = \frac{1}{[J_m + J_L/G_N^2(s)][1 + (s^2/\omega_n^2)]s}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}[J_m + J_L/G_N^2(s)]}{J_m J_L}}$$
(6)

其中,传动链谐振频率 ω_n 和等效刚度 K_{eq} 成正比,所以间隙会引起类幅值响应衰减。在速度闭环下,间隙会引起控制器的过度补偿,从而引起自激振荡环影响举升机构伺服精度。

从传动误差来看,间隙会引入开环下的滞回现象,其滞回量为

$$\Delta\theta_{BAC} = \left| \theta_{BAC} - \arccos\left(\frac{L_{AC}^2 + L_{AB}^2 - L_{BC}^2}{2L_{AC}L_{AB}}\right) \right| = |\theta_{gap}|$$
(7)

由式(7)可知,滞回量越大,传动误差越大。

1.2 动力学非线性环节作用机理

1.2.1 不平衡力矩作用机理

不平衡力矩导致举升机构的输入扭矩在闭环下会叠加偏置力矩,利用力矩平衡原理,可将其表示为与负载转角 θ_{BAC} 相关的偏置力矩。

$$M_g = F_g L_{AG} \cos(\theta_{CAX})$$
(8)

式中, F_g 为负载重力, L_{AG} 为负载力臂, θ_{CAX} 为负载和水平线的夹角。

建立包含不平衡力矩的举升机构模型,如图 5 所示。

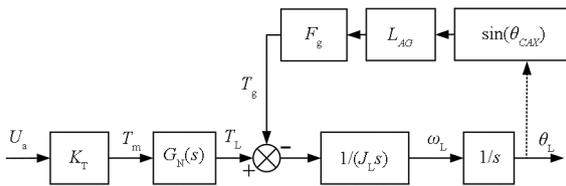


图 5 含有不平衡力矩的举升机构模型

Fig. 5 Lifting mechanism model with unbalance torque

电动缸推重比一般大于 20,所以电动缸重力会小于负载的 5%,可忽略其对伺服性能的影响,由图 5 建立电压到负载转速的传递函数:

$$\frac{\omega_L(s)}{U_a(s)} = \frac{K_T G_N(s)}{J_L s} - \frac{F_g L_{AG} \sin(\theta_{CAX})}{J_L s U_a(s)}$$
(9)

在有限转角内,负载转角范围为

$$\begin{cases} \theta_{CAX} \in (-15^\circ, 50^\circ) \\ \sin(\theta_{CAX}) > 0 \end{cases}$$
(10)

由式(9)和式(10)可知,不平衡力矩不存在换向可能。在暂态特性上,不平衡力矩会造成闭

环下启动补偿阶段的“倒刺现象”,从而影响伺服精度。在稳态特性上,不平衡力矩会造成伺服带宽上限减小,从而影响高频伺服精度。结合图 3 和图 5 可得不平衡力矩到速度环输出的传递函数,如式(11)所示。

$$\frac{\omega_L(s)}{F_g(s)} = \frac{1}{J_L s + (K_{p_s} + K_i) K_T G_N(s)}$$
(11)

由式(11)可知,非线性传动比增益越大,不平衡力矩对系统的影响越小。

1.2.2 摩擦力矩作用机理

摩擦导致了机构输入扭矩在速度换向时的阶跃响应。利用 Stribeck 模型表示摩擦力 T_f 。

$$\begin{cases} T_f = T_c + T_p + T_b \\ T_p = (T_s - T_c) e^{-1/\omega/\omega_s} \\ T_b = b\omega_L \end{cases}$$
(12)

其中, T_c 为库仑摩擦力, T_b 为黏滞摩擦力, T_p 为摩擦指数项, T_s 为最大静摩擦力, b 为黏滞摩擦系数, ω_s 为速度常数。

建立系统包含摩擦的举升机构模型,如图 6 所示。

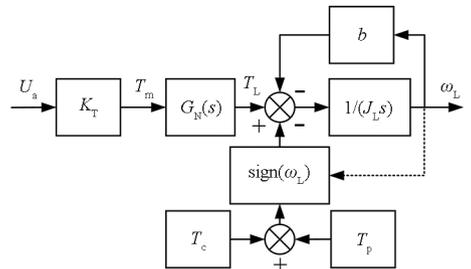


图 6 含有 Stribeck 摩擦的举升机构模型

Fig. 6 Lifting mechanism model with Stribeck friction

建立输入电压到负载的转速传递函数

$$\frac{\omega_L(s)}{U_a(s)} = \frac{K_T G_N(s)}{J_L s + b} - \frac{\text{sign}[\omega_L(t)]}{(J_L s + b) U_a(s)} (T_c + T_p)$$
(13)

由式(13)可知,黏滞摩擦会影响机构的稳态响应,降低系统的伺服带宽。

为便于分析摩擦的暂态作用机理,将式(13)转化为带有机时间常数的传递函数形式。

$$\begin{cases} \frac{\omega_L(s)}{U_a(s)} = \frac{K_{sm}}{T_{sm} s + 1} - \frac{K_{sm} R_a \text{sign}[\omega_L(t)]}{(T_{sm} s + 1) K_M G_N(s) U_a(s)} (T_c + T_p) \\ K_{sm} = \frac{K_T G_N(s)}{b} \\ T_{sm} = \frac{J_L}{b} \end{cases}$$
(14)

由式(12)可知,摩擦指数项和库仑摩擦项

相关,在速度换向时会突变,所以可将 Stribeck 摩擦简化为等效为库仑摩擦和黏滞摩擦进行分析。

将库仑摩擦描述为单位阶跃激励,将黏滞摩擦描述为模型的阻尼系数,则库仑摩擦在速度反向时,机构产生的阶跃响应频域表达式为

$$\omega_{CL}(s) = \left(\frac{T_c}{s}\right) \frac{\omega_L(s)}{T_c(s)} = \left(\frac{T_c}{s}\right) \frac{1}{J_L s + b} = \left(\frac{T_c}{b}\right) \frac{1}{T_{sm} s^2 + s} \quad (15)$$

对式(15)进行拉普拉斯反变换,可以得到机构在库仑摩擦下的阶跃响应时域函数表达式

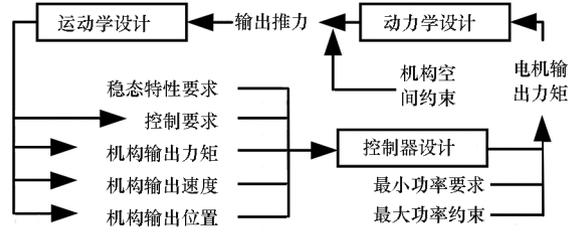
$$\omega_{CL}(t) = L^{-1} \left[\left(\frac{T_c}{b}\right) \frac{1}{T_{sm} s^2 + s} \right] = \left(\frac{T_c}{b}\right) (1 - e^{-\frac{t}{T_{sm}}}) \quad (16)$$

由式(16)可知,库仑摩擦力 T_c 越大,对机构的暂态特性影响时间越大;机械时间常数 T_{sm} 越大,对机构的暂态特性影响时间越长。

2 亚全局并行优化设计

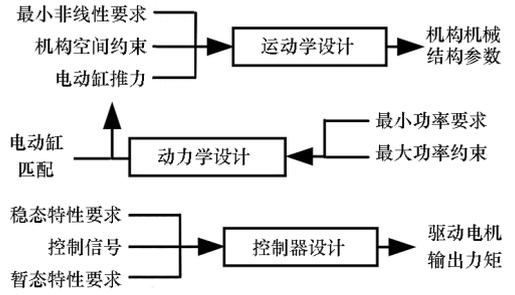
电动缸举升伺服机构的伺服性能体现在闭环下的机械模型和控制策略中。机械动力学模型的优化目标为弱化非线性环节,控制策略模型的优化目标为稳态下的积分时间乘绝对误差^[15] (integral of time multiplied by absolute error, ITAE)和暂态下的最大误差。机械和控制的协同优化是多目标优化的问题,方法基本可分为局部串行优化和全局并行优化^[12-14]。局部串行优化的不足是:伺服性能的设计没有全局的优化目标,其会陷入局部最优的情况,其设计流程如图7(a)所示。全局并行优化的不足是:缺少实际非线性参数的辨识,使得控制策略设计和机构特性不匹配,其设计流程如图7(b)所示。

本文所提的亚全局并行优化能有效解决局部最优问题,并可匹配机械控制特性。其所求最优解也更加贴合工程实际,其设计流程如图7(c)所示。



(b) 全局并行优化设计

(b) Global parallel optimization design



(c) 亚全局并行优化设计

(c) Sub-global parallel optimization design

图7 三种伺服性能优化方法

Fig. 7 Three servo performance optimization methods

2.1 运动学优化设计

2.1.1 运动学数学模型

在建立举升机构运动学数学模型时,为避免运动部件产生干涉,将原有的武器射界 ($-10^\circ \sim 45^\circ$) 调整至 ($-15^\circ \sim 50^\circ$),则运动学坐标系如图8所示。

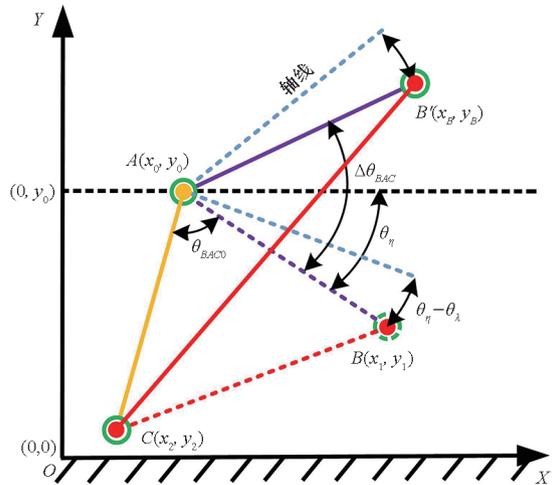
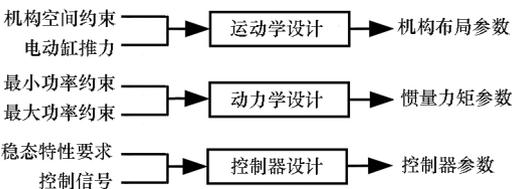


图8 举升机构运动坐标系

Fig. 8 Motion coordinate system of lifting mechanism

由图8可知,运动学设计变量为负载铰点坐标 $A(x_0, y_0)$,电动缸上、下铰点坐标 $B(x_1, y_1)$ 和 $C(x_2, y_2)$ 。 L_{AB} 与水平线 $Y = y_0$ 的夹角为 θ_n ,适配器轴线与水平线的夹角为 θ_λ , L_{AB} 与适配器轴线的



(a) 局部串行优化设计

(a) Local serial optimization design

夹角为 $\theta_\eta - \theta_\lambda$ 。其中, θ_{BAC0} 为负载最大俯角时 θ_{BAC} 的值。

由图 8 中的坐标关系可得运动学数学模型:

$$\begin{cases} L_{AC} = \sqrt{(x_0 - x_2)^2 + (y_0 - y_2)^2} \\ L_{AB} = \sqrt{(x_0 - x_1)^2 + (y_0 - y_1)^2} \\ L_{CB} = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} \\ L_{CB'} = \sqrt{(x_2 - x_B)^2 + (y_2 - y_B)^2} \\ \Delta L_{CB} = L_{CB'} - L_{CB} \\ x_B = x_0 - L_{AB} \cos(\Delta\theta_{BAC} - \theta_\eta) \\ y_B = y_0 + L_{AB} \sin(\Delta\theta_{BAC} - \theta_\eta) \\ \theta_\eta = \arctan\left(\frac{x_1 - x_0}{y_1 - y_0}\right) \end{cases} \quad (17)$$

其中, $B'(x_B, y_B)$ 为变化的铰点 B 的坐标, ΔL_{CB} 为电动缸最大变化长度。

2.1.2 运动学设计约束

运动学设计约束包括空间约束和机构约束。

空间约束主要包括建造纵深 H_{\max} 下的边界约束和相对位置约束, 其为

$$\begin{cases} y_0 - y_2 \leq H_{\max} \\ y_2 < y_0 \end{cases} \quad (18)$$

机构约束主要包括举升机构的电动缸约束、传动角约束和机构死点约束。

电动缸约束是电动缸机械特性, 其为

$$\begin{cases} L_{B'C} - L_{BC} < L_{BC} - D_s \\ L_{BC} > D_s + L_s \\ L_{B'C} < D_s + 2L_s \end{cases} \quad (19)$$

其中, 电动缸行程为 L_s , 附件长度为 D_s , 电动缸的最短和最长长度分别为 $D_s + L_s$ 和 $D_s + 2L_s$ 。

传动角约束为机构机械特性, 其为

$$\begin{cases} \min(\theta_{ABC}) \geq 10^\circ \times (\pi/180^\circ) \\ \theta_{ABC} = \arccos\left(\frac{L_{AB}^2 + L_{BC}^2 - L_{AC}^2}{2L_{AB}L_{BC}}\right) \\ \theta_{AB'C} = \arccos\left(\frac{L_{AB}^2 + L_{B'C}^2 - L_{AC}^2}{2L_{AB}L_{B'C}}\right) \end{cases} \quad (20)$$

机构死点约束为机构机械特性, 其为

$$\begin{cases} L_{B'C} \leq L_{AC} + L_{AB'} \\ L_{AC} \leq L_{AB} + L_{BC} \end{cases} \quad (21)$$

死点约束是保证举升机构 L_{AB} 与 L_{AC} 不共线。

2.1.3 运动学优化目标

运动学优化目标为增益波动和间隙宽度最小。

设定增益波动目标函数为

$$\begin{cases} f_1(\Delta\theta_{BAC}) = \min\{\max[G_N(s)] - \min[G_N(s)]\} \\ G_N(s) = \frac{2\pi L_{AC} L_{AB} \sin(\theta_{BAC0} + \Delta\theta_{BAC})}{dL_{BC}} \\ \Delta\theta_{BAC} \in (0^\circ, 65^\circ) \end{cases} \quad (22)$$

电动缸举升伺服机构的传动间隙只出现在电动缸的直线进给方向, 其为铰链 A 、铰链 B 和电动缸传动间隙的总和。直线进给方向间隙宽度 L_{gap} 与负载转角间隙宽度 θ_{gap} 的对应关系如图 9 所示。

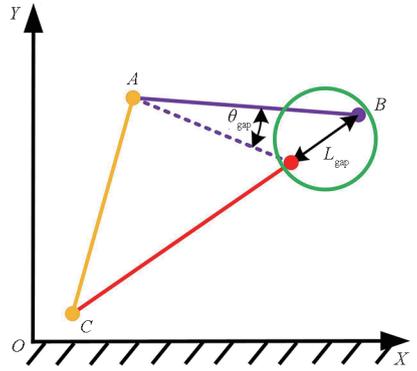


图 9 直线间隙宽度与转角间隙宽度的对应关系

Fig. 9 Relationship between linear gap width & corner gap width

由近似等效和正弦定理, 可得其对应关系为

$$\begin{cases} \frac{L_{\text{gap}}}{\sin(\theta_{\text{gap}})} = \frac{L_{AB}}{\sin(\theta_{ABC})}, L_{\text{gap}} \rightarrow 0 \\ \frac{L_{AC}}{\sin(\theta_{ABC})} = \frac{L_{BC}}{\sin(\theta_{BAC})} \end{cases} \quad (23)$$

基于上述分析, 间隙转化率目标函数为

$$\begin{cases} f_2(\Delta\theta_{BAC}) = \min\left[\left(\int_0^{65} \theta_{\text{gap}} d\theta_{BAC}\right)/65\right] \\ \theta_{\text{gap}} = \arcsin\left[\frac{L_{AC} L_{\text{gap}} \sin(\theta_{BAC0} + \Delta\theta_{BAC})}{L_{AB} L_{BC}}\right] \\ \Delta\theta_{BAC} \in (0^\circ, 65^\circ) \end{cases} \quad (24)$$

由式(24)可知, 间隙转化率与 L_{AB} 呈负相关。

2.2 动力学优化设计

2.2.1 动力学数学模型

在建立举升机构动力学数学模型时, 需明确影响其伺服性能的负载特性, 其负载主要分为后坐力矩、不平衡力矩、惯性力矩和摩擦力矩。其中, 后坐力矩在构型确定后为常值力矩。动力学坐标系如图 10 所示。

由图 10 可知, 动力学设计变量为负载铰点坐标 $A(x_0, y_0)$, 负载重心坐标 $G(x_4, y_4)$, 负载包络后、前 endpoint 坐标 $D(x_3, y_3)$ 和 $E(x_5, y_5)$, H_{\max} 为举

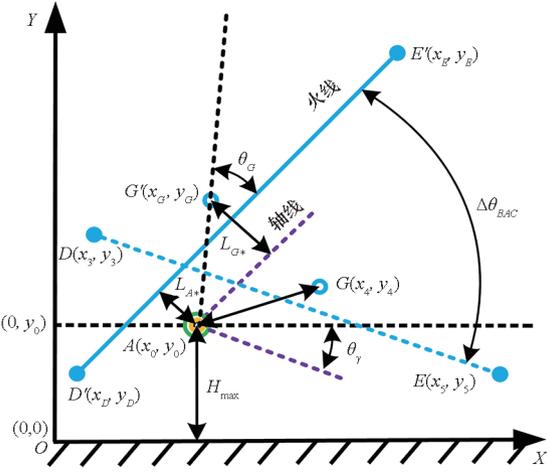


图 10 举升机构动力坐标系

Fig. 10 Dynamic coordinate system of lifting mechanism

升机构的限高线, $\Delta\theta_{BAC}$ 为变化的武器射界, L_{G*} 为重心到适配器轴线的距离, L_{A*} 为铰点 A 到火线的距离。

由图 10 中的坐标关系可得动力学数学模型为

$$\begin{cases} L_{AD} = \sqrt{(x_0 - x_3)^2 + (y_0 - y_3)^2} \\ L_{AG} = \sqrt{(x_0 - x_4)^2 + (y_0 - y_4)^2} \\ L_{AE} = \sqrt{(x_0 - x_5)^2 + (y_0 - y_5)^2} \\ (x_D, x_E) = x_0 + (-L_{AD}, L_{AE}) \cdot \cos(\Delta\theta_{BAC} - \theta_\gamma) \\ (y_D, y_E) = y_0 + (-L_{AD}, L_{AE}) \cdot \sin(\Delta\theta_{BAC} - \theta_\gamma) \\ x_G = x_0 + L_{AG} \cos(\Delta\theta_{BAC} - \theta_\gamma + \theta_G) \\ y_G = y_0 + L_{AG} \sin(\Delta\theta_{BAC} - \theta_\gamma + \theta_G) \\ \theta_\gamma = \arctan\left(\frac{x_5 - x_0}{y_5 - y_0}\right) \end{cases} \quad (25)$$

其中, $D'(x_D, y_D)$ 和 $E'(x_E, y_E)$ 为变化的铰点 D 和 E 的坐标, $G'(x_G, y_G)$ 为变化的重心 G 的坐标。 θ_γ 为最大俯角时适配器轴线与水平线的夹角。

2.2.2 动力学设计约束

动力学设计约束包括俯仰边界约束和相对位置约束。俯仰边界约束要求负载在上下俯仰时不会触碰到载体边界, 相对位置约束要求铰点 A 距离火线和重心的位置大于一定范围, 其为

$$\begin{cases} L_{AE} \sin(\theta_\gamma) \leq H_{\max} \\ L_{AD} \sin(\Delta\theta_{BAC} - \theta_\gamma) \leq H_{\max} \\ (L_{AG}, L_{A*}) \geq (L_{G*}, 0) \end{cases} \quad (26)$$

2.2.3 动力学优化目标

动力学优化目标为不平衡力矩和摩擦力矩最小。

不平衡力矩的目标函数为

$$\begin{cases} f_3(\Delta\theta_{BAC}) = \min\left(\int_0^{65} \frac{T_g d\theta_{BAC}}{55}\right) \\ T_g = F_g L_{AG} \cos(\Delta\theta_{BAC} - \theta_\gamma + \theta_G) \\ \Delta\theta_{BAC} \in (0^\circ, 65^\circ) \end{cases} \quad (27)$$

其中, T_g 为不平衡力矩。

电动缸举升机构的所有运动副在运动过程中均会产生摩擦力, 其中包括铰链 A、铰链 B 和铰链 C 的摩擦转矩 (T_{fA} 、 T_{fB} 和 T_{fC}), 以及滚珠丝杠的摩擦阻力 F_{fBC} 。机构摩擦力分布如图 11 所示。

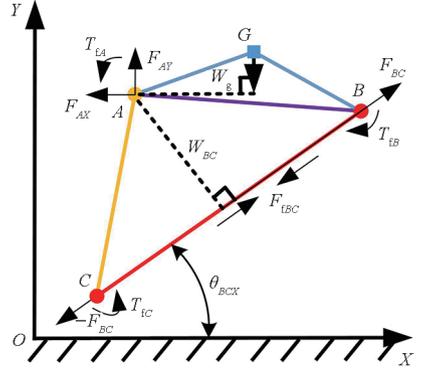


图 11 举升机构摩擦力分布

Fig. 11 Friction distribution of lifting mechanism

图 11 中, W_g 为重力力臂, W_{BC} 为电动缸推力力臂。可求得电动缸的推力和力臂为

$$\begin{cases} F_{BC} = \frac{T_r + T_g + T_i}{w_{BC}} \\ W_{BC} = \frac{\left| \left(\frac{y_B - y_2}{x_2 - x_B} \right) x_0 + y_0 + y_B x_2 - y_2 x_B \right|}{\sqrt{1 + \left(\frac{y_B - y_2}{x_2 - x_B} \right)^2}} \end{cases} \quad (28)$$

其中: T_r 为后坐力矩, $T_r = F_r \times L_{A*}$; T_i 为惯性力矩, $T_i = (J + mL_{AG}^2) \alpha_{BAC}$ 。

由电动缸推力可求解出各运动副的摩擦力。

$$\begin{cases} (T_{fA}, T_{fB}, T_{fC}, F_{fBC}) = (\rho_A \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2}, \rho_B F_{BC}, \rho_C F_{BC}, \mu_{BC} F_{BC}) \\ (F_{Ax}, F_{Ay}) = [F_{BC} \cos(\theta_{BCX}), F_g - F_{BC} \sin(\theta_{BCX})] \\ (\rho_A, \rho_B, \rho_C) = \alpha_p (\mu_A r_A, \mu_B r_B, \mu_C r_C), \alpha_p \in \left[1, \frac{\pi}{2}\right] \end{cases} \quad (29)$$

其中, 参数 (ρ_A, μ_A, r_A) 、 (ρ_B, μ_B, r_B) 和 (ρ_C, μ_C, r_C) 分别为铰链 A、铰链 B 和铰链 C 的摩擦圆半径、摩擦系数和轴承半径, α_p 为摩擦力和压力的夹角。在举升机构中, 铰链 A 一般为大半径滚珠轴承, 铰链 B 和铰链 C 一般为小半径滚针轴承, 经过计算可近似设定 $\rho = \rho_A = \rho_B = \rho_C$ 。

将铰链 B、铰链 C 及滚珠丝杠的摩擦力折算到铰链 A 处, 可得铰链 A 处的总摩擦力为

$$T_f = T_{fA} + T_{fB} \frac{\omega_{ABC}}{\omega_{BAC}} + T_{fC} \frac{\omega_{ACB}}{\omega_{BAC}} + F_{fBC} G_N(s) \quad (30)$$

式中, ω_{ABC} 、 ω_{ACB} 和 ω_{BAC} 分别为 θ_{ABC} 、 θ_{ACB} 和 θ_{BAC} 角速度大小, 其运动学关系为

$$\omega_{BAC} = \omega_{ABC} + \omega_{ACB} \quad (31)$$

将铰链摩擦力分解成分力形式, 再求和得

$$\begin{cases} T_{fA} = [F_{fBC} \cos(\theta_{BCX}) - F_{fBC} \sin(\theta_{BCX}) + F_g] \rho \\ T_{fB} = T_{fC} = [F_{fBC} \cos(\theta_{BCX}) + F_{fBC} \sin(\theta_{BCX})] \rho \end{cases} \quad (32)$$

结合式(31)和式(32)对式(30)进行近似简化, 可得机构所有摩擦力折算到铰链 A 的总摩擦力为

$$\begin{cases} T_{fABC} = \rho [2F_{fBC} \cos(\theta_{BCX}) + F_g] + \mu_{BC} [F_{fBC} G_N(s)] \\ \cos(\theta_{BCX}) = \cos^2(\theta_{ACX}) + \frac{\sin(\theta_{BAC}) L_{AB}}{L_{BC}} \end{cases} \quad (33)$$

由式(33)可知, 机构总摩擦力和电动缸的输出推力 F_{BC} 成正相关。

基于上述分析, 摩擦力的目标函数表述为

$$\begin{cases} f_4(\Delta\theta_{BAC}) = \min \left[\frac{\int_0^{65} T_{fABC} d\theta_{BAC}}{65} \right] \\ \Delta\theta_{BAC} \in (0^\circ, 65^\circ) \end{cases} \quad (34)$$

2.3 控制策略学优化设计

2.3.1 控制策略数学模型

为实现高精度伺服, 在此应用 PI 控制器结合扰动观测器 (disturbance observer, DOB) 的复合控制策略。PI 作为稳态控制器, 数学模型为 $K_p + K_i/s$ 。DOB 作为扰动观测器, 数学模型为线性动力学模型的逆模型, 主要考虑观测精度, 而观测精度和名义模型精度相关。

2.3.2 控制策略内部约束

控制器没有设计方面的约束, 但需要考虑交流伺服电机的输出转矩约束和电机的输出功率约束, 如式(35)所示, 因为其会引入一定饱和特性, 影响控制效果。

$$\begin{cases} U_a K_T \left(K_p + \frac{K_i}{s} \right) \leq \max(T_m) \\ U_a K_T \left(K_p + \frac{K_i}{s} \right) G_N(s) \omega_L \leq \max(P_m) \end{cases} \quad (35)$$

其中, P_m 为电机输出功率。

DOB 观测器同样没有设计方面的约束, 但需要考虑低通滤波器的带宽设计要求和鲁棒性设计约束, 分别如式(36)和式(37)所示。

$$F_q \in [\max(F_L), \min(F_{enc})] \quad (36)$$

式中, F_L 为伺服频率, F_{enc} 为编码器噪声频率, F_q 为滤波器截止频率。

$$\|Q(s) [G_s(s) - G_p(s)]\|_\infty \leq 1 \quad (37)$$

式中, $Q(s)$ 为滤波器模型, $G_s(s)$ 为系统模型。

2.3.3 控制策略优化目标

控制器优化目标采用 ITAE 准则。该准则设计的系统暂态响应振荡小, 控制参数适应性好。则优化目标函数为

$$\begin{cases} f_5(\Delta\theta_{ABC}) = \int_0^\infty t |\omega_{error}(t)| dt \\ \omega_{error}(t) = \omega_{cmd}(t) - \omega_L(t) \end{cases} \quad (38)$$

其中, ω_{error} 为速度环误差。

3 优化结果的分析与比较

在现有样机上进行优化, 实物如图 12 所示。

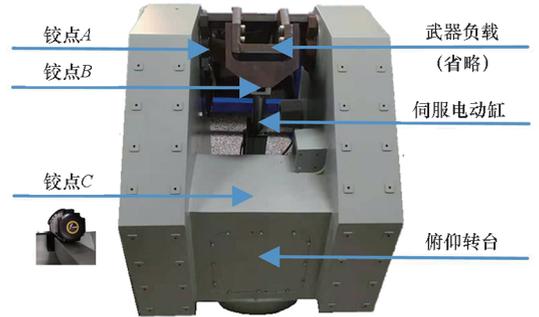


图 12 电动缸举升伺服机构样机

Fig. 12 Prototype of electric cylinder lifting servo mechanism

样机的常值参数见表 1, 非独立变量 (及相关的独立变量) 见表 2。

3.1 多目标优化算法设定

多目标优化求解器选用 MATLAB 中的 fmincon 函数中的内点法求解器 (interior-point)。相对于序列二次规划求解器和有效集求解器 (active-set), 其求解较为连续, 有更高的收敛精度。

在设定总优化目标函数时, 可通过线性加权法设定各个子目标函数的权重, 权重的作用是将各目标函数调整到同一量级下进行综合优化。将亚全局并行优化的总目标优化函数设定为

$$f(\Delta\theta_{BAC}) = \sum_{i=1}^4 w_i f_i(\Delta\theta_{BAC}) + f_5(\Delta\theta_{BAC}) \quad (39)$$

式中, w_i 为目标函数权值, $\sum_{i=1}^4 w_i f_i(\Delta\theta_{BAC})$ 表示多目标协同优化目标函数, $f_5(\Delta\theta_{BAC})$ 为单独优化目

表 1 样机常值参数

Tab. 1 Constant parameters of prototype

常值参数类型	常值参数含义	常值参数数值
L_{gap}/mm	直线进给方向间隙宽度	0.03
F_g/N	负载重力	1 674.9
F_r/N	武器后坐力	0
$\alpha_{BAC}/(rad/s^2)$	负载转角最大角加速度	1
$(\rho_A, \rho_B, \rho_C)/mm$	A, B, C 点摩擦圆半径	0.06
μ_A, μ_B, μ_C	A, B, C 点摩擦系数	0.015
μ_{BC}	电动缸摩擦系数	0.075
H_{max}/m	最大建造纵深	0.58
$\Delta\theta_{BAC}/(^\circ)$	负载转角行程	65
D_s/m	电动缸附件长度	0.253
L_s/m	电动缸行程	0.23
L_{A^*}/m	A 点至火线最小距离	0
L_{G^*}/m	G 点至轴线最小距离	0
$\max(T_m)/(N \cdot m)$	最大输出力矩	2.39
$\max(P_m)/W$	最大输出功率	750
$(\theta_\eta - \theta_\gamma)/(^\circ)$	AB 线与火线的夹角	27.23
$(J_m, J_L)/(kg \cdot m^2)$	电机转子和负载惯量	(0.002, 21.61)
L_{GE}/m	GE 线长度	1.956
L_{GD}/m	GD 线长度	0.668
K_T	电压转矩系数	0.239
$(F_L, F_{enc})/Hz$	伺服带宽、反馈噪声频率	(90, 500)
F_q/Hz	观测器滤波截止频率	120

表 2 样机非独立变量

Tab. 1 Dependent variables of prototype

非独立变量类型	非独立变量含义	相关独立变量
L_{AC}/m	AC 线长度	A, C 点坐标
L_{AB}/m	AB 线长度	A, B 点坐标
L_{BC}/m	BC 线长度	B, C 点坐标
$\theta_\eta/(^\circ)$	AB 线与水平线夹角	A, B 点坐标
L_{AD}/m	AD 线长度	A, D 点坐标
L_{AE}/m	AE 线长度	A, E 点坐标
L_{AG}/m	AG 线长度	A, G 点坐标
$\theta_A/(^\circ)$	轴(火)线与水平线夹角	A, B 点坐标
θ_{ABC}	举升机构传动角	A, B, C 点坐标
θ_{BAC}	AB 线与 AC 线夹角	A, B, C 点坐标
θ_{BCX}	BC 线与水平线夹角	B, C 点坐标
W_g	重力力臂	A, G 点坐标
W_{BC}	电动缸推力力臂	B, C 点坐标
G_N/s	增益波动	A, B, C 点坐标
$\theta_{gap}/(^\circ)$	负载转角间隙宽度	A, B, C 点坐标
T_i	后坐力矩	A 点坐标
T_r	惯性力矩	A, G 点坐标
T_g	不平衡转矩	A, G 点坐标
F_{BC}	电动缸推力	B, C 点坐标
T_{IA}, T_{IB}, T_{IC}	A, B, C 点折算转矩	A, B, C, G 点坐标
T_{IBC}	电动缸折算转矩	A, B, C, G 点坐标
ω_{error}	速度环误差	K_p, K_i 控制参数

标函数。在上述基础上,分别设定两个对照组,局部串行优化和全局并行优化,其目标函数分别为式(40)和式(41)。

$$f(\Delta\theta_{BAC}) = f_1(\Delta\theta_{BAC}) + f_2(\Delta\theta_{BAC}) + \dots + f_5(\Delta\theta_{BAC}) \quad (40)$$

$$f(\Delta\theta_{BAC}) = \sum_{i=1}^5 w_i f_i(\Delta\theta_{BAC}) \quad (41)$$

将各优化目标函数统一到同一量级后,可依据文献[16]对权值进行二次定义,其中间隙宽度、摩擦力矩、不平衡转矩的权值均有定义,而增益波动和 ITAE 值仅与机构的稳定精度相关,所以定义其权值和不平衡力矩权值一致。增益波动权值 $w_1 = 0.01$, 间隙宽度权值 $w_2 = 6$, 不平衡力矩权值 $w_3 = 0.005$, 摩擦力矩权值 $w_4 = 0.03$, ITAE 权值 $w_5 = 0.01$ 。

3.2 非线性优化效果分析

以原始布局的设计变量为起始点进行搜索优化,原始布局和三种优化布局设计变量见表 3。结合图 4~6 可得举升伺服机构的开环模型,如图 13 所示。代入表 3 中的布局参数,并在开环下采用恒值电压输入,使负载从 -15° 运行到 50° 。通过单一变量法可得各布局下增益波动、间隙宽度、摩擦力矩和不平衡力矩随着夹角 θ_{CAX} 的变化曲线,如图 14 所示。由图 14 可得原始布局和三种优化布局下的非线性环节目标值如表 4 所示。

表 3 布局设计变量
Tab.3 Layout design variables

布局类型	$A(x_0, y_0)/m$	$B(x_1, y_1)/m$	$C(x_2, y_2)/m$	L_{AC}/m
原始布局	(0.172, 0.674)	(0.324, 0.528)	(0.100, 0.100)	0.05
局部串行优化布局	(0.139, 0.706)	(0.324, 0.528)	(0.324, 0.001)	0
全局并行优化布局	(0.147, 0.698)	(0.324, 0.528)	(0.178, 0.032)	0
亚全局并行优化布局	(0.145, 0.701)	(0.324, 0.528)	(0.177, 0.030)	0

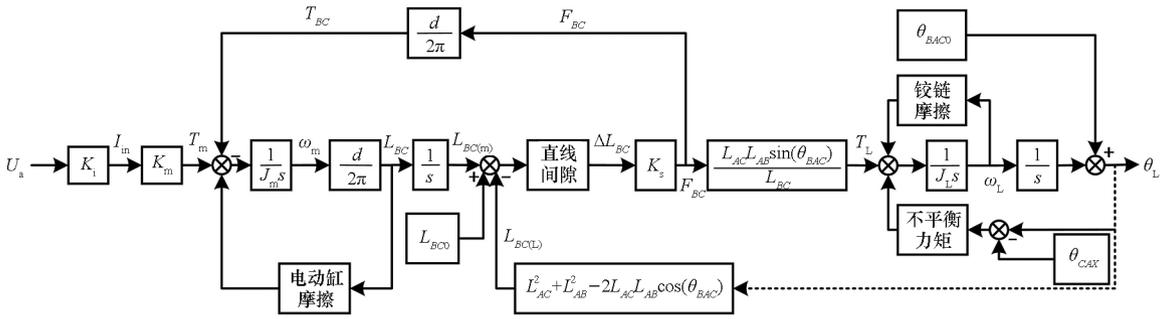
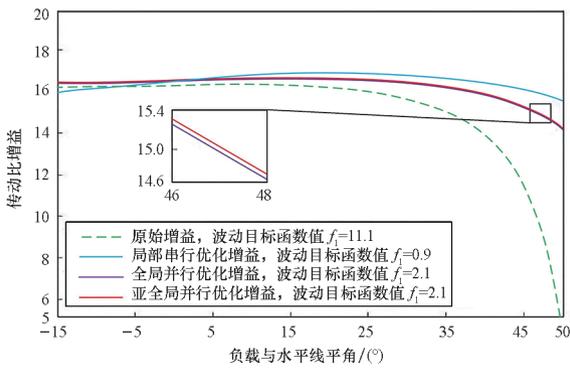


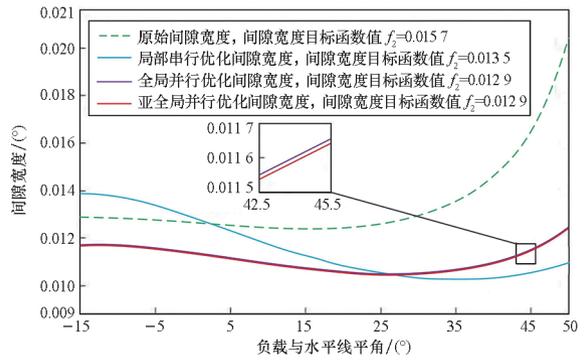
图 13 电动缸举升伺服机构开环模型

Fig. 13 Open loop model of electric cylinder lifting servo mechanism



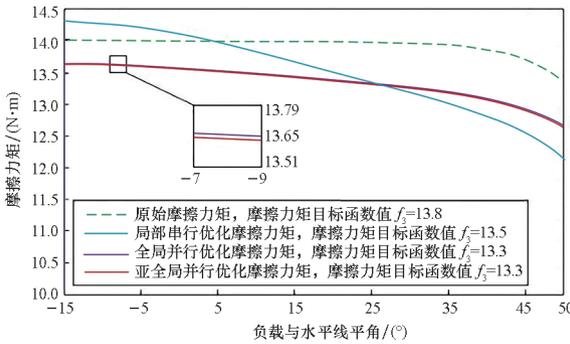
(a) 增益波动变化曲线

(a) Variation curve of gain fluctuation



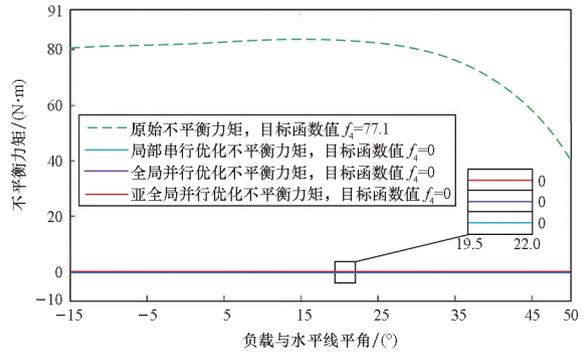
(b) 间隙宽度变化曲线

(b) Variation curve of gap width



(c) 摩擦力矩变化曲线

(c) Variation curve of friction moment



(d) 不平衡力矩变化曲线

(d) Variation curve of unbalance moment

图 14 单一变量下的非线性变化曲线

Fig. 14 Nonlinear variation curve under single variable

表 4 非线性环节目标值

Tab.4 Target value of nonlinear sector

布局类型	增益波动		间隙宽度		摩擦力矩		不平衡力矩	
	目标值 f_1	优化百分 比/%	目标值 f_2 / (°)	优化百分 比/%	目标值 f_3 / (N·m)	优化百分 比/%	目标值 f_4 / (N·m)	优化百分 比/%
原始布局	11.1		0.015 7		13.8		77.1	
局部串行优化布局	0.9	91.8	0.013 5	14.0	13.5	2.2	0	100
全局并行优化布局	2.1	81.1	0.012 9	17.8	13.3	3.6	0	100
亚全局并行优化布局	2.1	81.1	0.012 9	17.8	13.3	3.6	0	100

在优化值方面,优化的间隙宽度和摩擦力矩的量级要远小于优化的增益波动和不平衡力矩的量级,但其优化依然重要。这是因为间隙宽度和摩擦力矩是制约系统伺服性能的主要因素,其引起的暂态误差无法通过稳态控制器快速精确补偿。且在病态工况下,间隙宽度和摩擦力矩会远大于理想量级。

在优化百分比方面,三种优化方法都大大减小了电动缸举升伺服机构的非线性,其中不平衡力矩的优化更是达到 100%。这是因为在动力学设计约束允许的条件下,不平衡力矩与其余三项非线性环节是不耦合的,而其余三项非线性环节相互耦合。

在局部串行优化的效果方面,除增益波动,其余非线性的优化效果均会劣于全局并行优化和亚全局并行优化。这是因为局部串行优化的优化顺序为不平衡力矩→摩擦力矩→间隙宽度→增益波动,这使得最后优化的增益波动取得了三个耦合非线性中的局部最优,而非耦合的不平衡力矩则没受到影响。在此可看出局部串行优化的局部优化问题。

在全局和亚全局并行优化的效果方面,两者优化效果基本一致,在此可看出全局并行优化的非必要性。

3.3 伺服特性优化效果分析

为保证闭环系统的稳定性,在机构传动比增益最大处设定 PI 参数。在速度闭环下采用 $1(^{\circ})/s$ 的阶跃信号作为输入,并以 ITAE 准则进行优化。原始系统和三种优化系统的控制器设计变量见表 5。

表 5 控制器设计变量

Tab.5 Controller design variables

布局类型	(K_p, K_i)
原始布局	(19.3,7.000)
局部串行优化布局	(17.7,0.005)
全局并行优化布局	(18.8,0.006)
亚全局并行优化布局	(18.3,0.006)

由于电动缸传动较为复杂,所以难以直接获得惯量。在全局并行优化通过模型间接获取的惯量会引入误差,所以其设计的控制器和观测器均会引入误差,这里定义误差为 $+0.001 3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。而其余两种优化方法的控制器和观测器均采用准确辨识的惯量参数。

结合图 3~6 可得举升机构闭环模型,如图 15 所示。其名义模型如图 16 所示,其中将间隙宽度作为扰动输入时,需要变换名义模型形式^[17]。

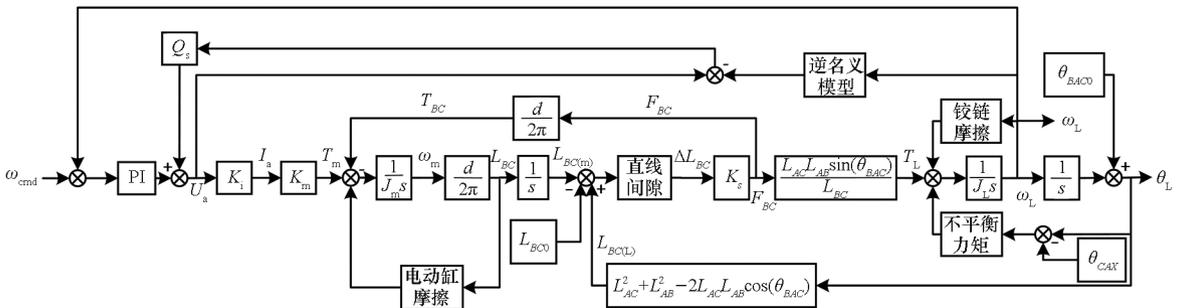


图 15 电动缸举升伺服机构闭环模型

Fig.15 Closed loop model of electric cylinder lifting servo mechanism

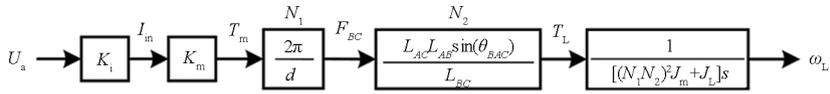


图 16 名义模型

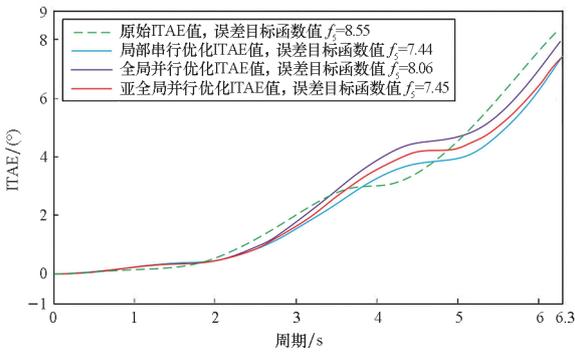
Fig. 16 Nominal model

在速度闭环下采用正弦信号 (0.565 rad/s) 输入,使负载在 (-15°, 50°) 间做正弦运动。代入表 3 的布局变量参数和表 5 的控制器变量参数。通过单一变量法可得增益波动和不平衡力矩影响下单周期 ITAE 值变化曲线,如图 17(a)、图 17(b)所示,及摩擦力矩和间隙宽度影响下单周期的最大误差变化曲线,如图 17(c)、图 17(d)所示。由图 17 可得原始系统和三种优化系统下的伺服性能指标,见表 6。

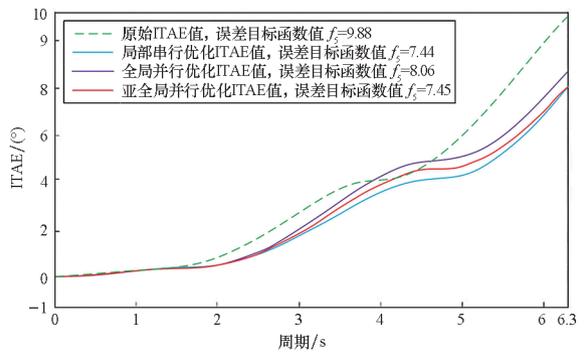
由于 PI 控制器和 DOB 观测器对不同非线性

环节的补偿方式不同,这里分开进行分析。增益波动和不平衡力矩属于稳态误差,应结合控制器进行分析。摩擦力矩和间隙宽度属于暂态误差,应结合观测器进行分析。

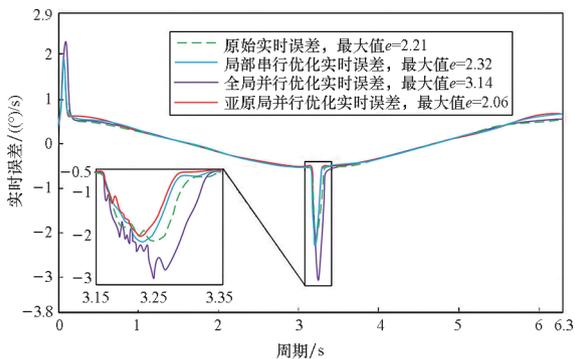
从增益波动对伺服性能的影响来看,局部串行优化方法和亚全局并行优化方法均对举升机构的伺服性能产生了积极的影响,且优化效果相近。而全局并行优化虽然也产生了积极的作用,但是效果并不如另两种优化方法,这是因为惯量误差导致了控制器的参数非最优。



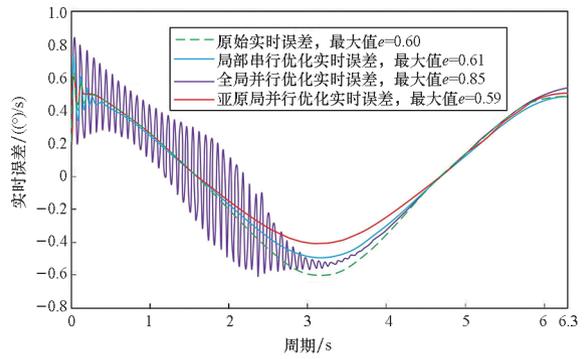
(a) 增益波动下的单周期 ITAE 值变化曲线
(a) Variation curve of single period ITAE value under gain fluctuation



(b) 不平衡力矩下的单周期 ITAE 值变化曲线
(b) Variation curve of single period ITAE value under unbalanced torque



(c) 摩擦力矩下的单周期最大误差变化曲线
(c) Variation curve of single period maximum error under friction moment



(d) 间隙宽度下的单周期最大误差变化曲线
(d) Variation curve of single period maximum error under gap width

图 17 单一变量下的单周期误差变化曲线

Fig. 17 Variation curve of single period error under single variable

表6 伺服性能目标值
Tab.6 Target value of servo performance

布局类型	增益波动		不平衡力矩		摩擦力矩		间隙宽度	
	ITAE 值	优化百分	ITAE 值	优化百分	最大误差	优化百分	最大误差	优化百分
	$f_s/(\circ)$	比/%	$f_s/(\circ)$	比/%	值/ $(\circ)/s$	比/%	值/ $(\circ)/s$	比/%
原始布局	8.55		9.88		2.2		0.60	
局部串行优化布局	7.44	13.0	7.44	24.7	2.32	-5.5	0.61	-1.7
全局并行优化布局	8.06	5.7	8.06	18.4	3.14	-42.7	0.85	-41.7
亚全局并行优化布局	7.45	12.9	7.45	24.6	2.06	6.4	0.59	1.7

从不平衡力矩对伺服性能的影响来看,三种优化方法对不平衡力矩的完全消除、对举升机构伺服性能的影响效果有着积极作用,而原始系统则较差,这是因为在伺服启动的初级阶段产生了不平衡力矩的暂态补偿误差。

从摩擦力矩对伺服性能的影响来看,全局并行优化方法对伺服性能产生了不利的影 响,这是因为引入的惯量误差导致了观测器的观测误差,从而导致摩擦力矩补偿失效,而其余两种方法则不会。由于亚全局并行优化在弱化摩擦力矩非线性时为最优,其在摩擦力矩影响下的伺服性能中也取得了最优。

从间隙宽度对伺服性能的影响来看,仍然是亚全局并行优化方法最优,而全局并行优化效果最不理想,这同样是惯量误差引起的。同理可知,全局并行优化的观测器观测误差对间隙引起的激振环补偿失效,引入了一定的激振特性。

4 结论

1) 电动缸举升伺服机构的可设计非线性环节中的增益波动、间隙宽度、不平衡力矩和摩擦力矩为影响机械特性的主要因素,是伺服性能优化的关键。

2) 电动缸举升伺服机构的可设计非线性环节和机构布局相关,弱化非线性环节对机械伺服性能的影响可从机构布局出发,且优化效果明显。

3) 亚全局并行优化方法可以有效弥补局部串行优化的局部最优问题和全局并行优化的机械参数和控制参数设计不匹配问题,对伺服性能的优化效果最佳,且更加贴合工程实际。

参考文献 (References)

[1] 林永明. 卧式螺杆高低机初步分析[J]. 南京理工大学学报, 1983, 6(3): 135-147.

LIN Y M. Preliminary analysis of horizontal screw height machine[J]. Journal of Nanjing University of Technology, 1983, 6(3): 135-147. (in Chinese)

[2] LI S Q, FENG X Y. Study of structural optimization design on a certain vehicle body-in-white based on static performance and modal analysis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 135: 106405.

[3] ZHANG H, DING X H, LI H, et al. Multi-scale structural topology optimization of free-layer damping structures with damping composite materials [J]. Composite Structures, 2019, 212: 609-624.

[4] ECKERT J J, SANTICIOLLI F M, SILVA L C A, et al. Vehicle drivetrain design multi-objective optimization [J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 156: 104123.

[5] SONG Z B, TIAN C Y, DAI J S. Mechanism design and analysis of a proposed wheelchair-exoskeleton hybrid robot for assisting human movement[J]. Mechanical Sciences, 2019, 10(1): 11-24.

[6] ZHANG D S, XU Y D, YAO J T, et al. Analysis and optimization of a spatial parallel mechanism for a new 5-DOF hybrid serial-parallel manipulator [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2018, 31: 54.

[7] TIAN Y, QUAN J C, LIU P Q, et al. Mechanism/structure/aerodynamic multidisciplinary optimization of flexible high-lift devices for transport aircraft [J]. Aerospace Science and Technology, 2019, 93: 104813.

[8] 汪游江, 毛明, 唐守生, 等. 基于蒙特卡洛方法的液压泵变量伺服机构稳健性优化[J]. 兵工学报, 2015, 36(6): 961-967.

WANG H J, MAO M, TANG S S, et al. Robust optimization of hydraulic pump stroking mechanism based on Monte Carlo method[J]. Acta Armamentarii, 2015, 36(6): 961-967. (in Chinese)

[9] 汤继强, 赵韶璞, 王阔. 磁悬浮控制力矩陀螺锁紧机构可靠性设计及优化[J]. 光学精密工程, 2018, 26(3): 597-605.

TANG J Q, ZHAO S P, WANG K. Reliability design and structural optimization of locking device for magnetic suspension control moment gyro [J]. Optics and Precision Engineering, 2018, 26(3): 597-605. (in Chinese)

[10] 苑伍德, 罗坤, 杨成伦, 等. 基于虚拟样机的自卸汽车T式举升机构优化设计[J]. 机械制造与自动化, 2021,

- 50(3): 129–131.
- YUAN W D, LUO K, YANG C L, et al. Optimization design of charging bow device for electric bus based on virtual prototype [J]. *Machine Building & Automation*, 2021, 50(3): 129–131. (in Chinese)
- [11] LI Y B, WANG L, CHEN B, et al. Optimization of dynamic load distribution of a serial-parallel hybrid humanoid arm[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, 149: 103792.
- [12] ZAREI A, POUTARI M S, BARAKATI S M. Trajectory tracking for two-degree of freedom helicopter system using a controller-disturbance observer integrated design [J]. *ISA Transactions*, 2018, 74: 99–110.
- [13] 李素兰, 黄进, 段宝岩. 一种雷达天线伺服系统结构与控制的集成设计研究[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(19): 140–146.
- LI S L, HUANG J, DUAN B Y. Integrated design of structure and control for radar antenna servo-mechanism[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(19): 140–146. (in Chinese)
- [14] 白克强, 刘知贵, 王营通. 工业机器人结构与控制耦合的集成设计方法[J]. *科技导报*, 2018, 36(9): 91–96.
- BAI K Q, LIU Z G, WANG Y T. An integrated design method coupling structure and control for industrial robot[J]. *Science & Technology Review*, 2018, 36(9): 91–96. (in Chinese)
- [15] SINGH P, NIJHAWAN P, DHINGRA A. Tuning PID controller for three interacting tanks using ITAE performance criterion [C]//*Proceedings of Sustainable Development Through Engineering Innovations*, 2021.
- [16] 祁超. 遥控武器站关键伺服控制问题研究[D]. 长沙: 国防科技大学, 2020.
- QI C. Research on key servo control of remote weapon station[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2020. (in Chinese)
- [17] 何诗文, 贾庆轩, 陈钢, 等. 基于空间机械臂关节齿隙补偿的滑模控制策略研究[J]. *中国科技论文在线精品论文*, 2015, 8(6): 614–625.
- HE S W, JIA Q X, CHEN G, et al. A novel sliding mode controller design of space manipulator for backlash compensation [J]. *China Science & Technology Paper Online*, 2015, 8(6): 614–625. (in Chinese)