doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2024.04.039

基于滑模同步控制的履带式作业机全向调平系统研究

汪若尘[1]　苏兆睿[1]　丁仁凯[2]　孙泽宇[3]　蒋　俞[1]　郭中阳[4]

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013; 2. 江苏大学汽车工程研究院, 镇江 212013;
3. 江苏大学农业工程学院, 镇江 212013; 4. 江苏超力电器有限公司, 镇江 212300)

摘要: 针对现有丘陵山区履带式作业机底盘大坡地作业时易侧翻、安全性差的问题,基于“三层车架”式丘陵山区履带式作业机结构方案,设计了一种互联式全向液压调平系统,提出了基于扰动观测器的滑模同步控制方法,降低了单液压缸位置误差以及双液压缸同步误差。AMEsim-Simulink 联合仿真结果表明:基于滑模同步位置控制的履带式作业机全向调平系统优于传统 PID 控制,全向调平中 20°横向调平时间减小 1.6 s,25°纵向调平时间减小 1.8 s, 上升时间平均缩短 21.8%,调平时间平均缩短 35.5%,同步位置控制误差保持在 $\pm 6\times10^{-4}$ m 内。在此基础上,对 3 层车架式丘陵山区履带式作业机样机进行了实机测试,其中全向调平机身倾角平均误差为 2.55%,液压缸平均同步误差为 8.2%,测试结果验证了履带式作业机全向调平系统的可行性与优越性。

关键词: 丘陵山区; 履带式作业机; 全向调平; 扰动观测器; 滑模同步控制; 位置控制

中图分类号: S232.3　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2024)04-0394-08　　**OSID**:

Omnidirectional Leveling System of Crawler Machine Based on Sliding Mode Synchronous Position Control

WANG Ruochen[1]　SU Zhaorui[1]　DING Renkai[2]　SUN Zeyu[3]　JIANG Yu[1]　GUO Zhongyang[4]

(1. *School of Automotive and Traffic Engineering*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*
2. *Automotive Engineering Research Institute*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*
3. *School of Agricultural Engineering*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*
4. *Jiangsu Chaoli Electric Appliance Co.*, *Ltd.*, *Zhenjiang* 212300, *China*)

Abstract: Aiming at the problems that the chassis of crawler machine in hilly and mountainous areas is easy to roll over and the safety is poor, based on the developed structure scheme of “three-layer frame” crawler machine in hilly and mountainous areas, an interconnected omnidirectional hydraulic leveling system was designed to realize the pair-to-pair interconnection of four hydraulic cylinders in the upper frame that was horizontally levelled. The two hydraulic cylinders in the lower frame were connected in pairwise to realize longitudinal leveling. This system can make the center point of the crawler machine unchanged in horizontal leveling and longitudinal leveling. On this basis, a synchronization control strategy was proposed, which was based on the sliding mode synchronization control method based on disturbance observer. This method reduced the position error of single hydraulic cylinder and synchronous error of double hydraulic cylinder, and improved the stability of the system. The mechanical model of the crawler machine and the hydraulic model of the interconnected omnidirectional hydraulic leveling system were built in AMEsim, and the controller model was built in Simulink. The co-simulation results showed that the omnidirectional leveling system based on sliding mode synchronous position control was superior to the traditional PID control. In omnidirectional leveling, the 20° transverse leveling time can be reduced by 1.6 s, the 25° longitudinal leveling time can be reduced by 1.8 s, the average rising time was shortened by 21.8%, the average adjustment time was shortened by 35.5%, and the synchronous position control error was kept within $\pm 6\times10^{-4}$ m. On this basis, the real machine test of the solid

收稿日期: 2023-09-07　修回日期: 2023-12-09

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51975253)、江苏省自然科学基金项目(BK20210765)、镇江市重点研发计划项目(ZD2022002)、江苏大学农业装备学部项目(NZXB20210101)和镇江市科技计划项目(CQ2022004)

作者简介: 汪若尘(1977—),男,教授,博士生导师,主要从事车辆动态性能模拟与控制研究,E-mail: wrc@ujs.edu.cn

通信作者: 孙泽宇(1987—),男,讲师,博士,主要从事车辆系统动力和丘陵山区通用底盘调平研究,E-mail: szy060@163.com

prototype of the "three-layer frame" crawler in hilly and mountainous areas was carried out. The average error of the tilt angle of the omnidirectional levelling body was 2.55%, and the average error of the hydraulic cylinder synchronization was 8.2%. The test results verified the feasibility and superiority of the designed omnidirectional levelling system of the crawler.

Key words: hilly and mountainous areas; crawler machine; omnidirectional leveling; disturbance observer; sliding mode synchronous control; positioning control

0　引言

丘陵山区地表崎岖不平,坡度较大,地形复杂,农机装备机身平衡性差,机械化作业效率低下,缺乏具有自适应调平功能的高性能底盘[1-4],因此,农机装备调平系统研发可以极大推动丘陵山区农业机械现代化发展[5-6]。

近年来,农机装备调平技术得到了一定发展,美国 John Deere 公司研制了用于坡地的简易机电液调平系统,电磁阀由机械式的模片触电控制[7],但是调平精度不高。彭贺等[8]研制了基于四点调平机构的新型丘陵山地拖拉机,并采用模糊 PID 控制算法的自调平控制系统对调平机构进行实时动态控制,在复杂路面上调平效果较好但难以实现大坡地的调平。李艳等[9]利用神经网络建立了液压调平系统中支腿动作的预测模型,根据预测值对支腿液压缸进行控制,然后实现液压系统调平控制。杨福增等[10]针对山地履带拖拉机高线作业工况,对车身和农具的控制分别采用 PID 算法和双闭环模糊 PID 算法,但协同控制同步率有待提高。当前面对丘陵山区作业机调平系统的研究仍处于起步阶段,调平策略较为单一,对大坡地等复杂地形难以达到理想调平效果。

本文以履带式作业机为研究对象,以实现丘陵山区复杂地形作业时机身全向调平为目标,设计基于"三层车架"的履带式作业机结构方案,在此基础上设计互联式全向液压调平系统。为提高调平精度和稳定性,提出一种基于扰动观测器的滑模同步控制方法,进行联合仿真分析与样机试验,验证履带式作业机全向调平系统的工作性能和可靠性。

1　全向调平系统设计

1.1　全向调平系统结构方案

调平系统是整机设计中最为关键的底盘系统总成[11],本文结合农业机械调平系统的一般性能需求[12],采用基于"三层车架"的液压全向调平系统的结构方案,如图 1 所示,上层车架为履带式作业机机身,下层车架为履带式作业机底盘,中间车架采用分置式液压系统。上层车架与中间车架通过 2 个三角铰接结构和 4 个横向调平油缸相连,4 个油缸关于作业机纵向中心截面和横向中心截面对称布置,下层车架与中间车架通过 2 个三角铰接结构和 2 个纵向调平油缸相连,2 个纵向油缸关于作业机横向中心截面对称布置。由于横向液压缸和纵向液压缸对称布置,该结构在调平过程中能够实现中心不动式调平,提高履带式作业机的整机稳定性。

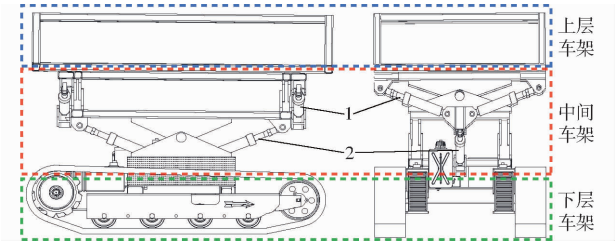

图 1　履带式作业机"三层车架"结构方案

Fig. 1　"Three-layer frame" structure scheme of crawler machine

1. 横向调平液压缸　2. 纵向调平液压缸

1.2　全向调平液压系统

根据对称布置的横纵向液压缸,设计了一种全向调平液压系统,如图 2 所示,包括油源系统、横向与纵向调平液压缸组、电磁比例换向阀、叠加式液控单向阀和叠加式双单向节流阀。该调平系统液压回路可以同时实现各个液压油缸伸缩控制,对称的液压缸两两互联使得 2 个液压缸的伸缩长度相同,进而实现中心点不动式调平,完成履带式作业机机身姿态全向调平,全向调平完成后由叠加式液控单向

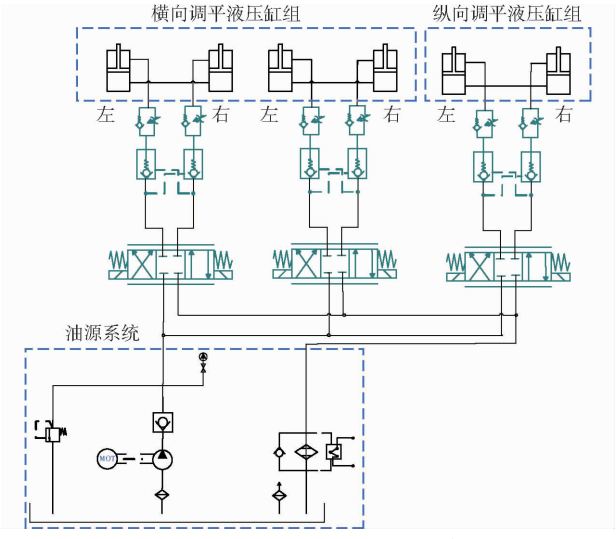

图 2　全向调平系统液压回路

Fig. 2　Omnidirectional leveling system hydraulic circuit

阀完成液压缸的保压,用于锁死液压缸活塞杆伸出的位置,叠加式双单向节流阀控制液压缸的伸缩速度,为了防止液压系统过热,在回路中添加了回油过滤器和空气滤清器,综合提高了液压系统的稳定性。

1.3 数学模型

根据电液比例方向阀阀口流量方程、液压缸动力学平衡方程及液压缸流量连续方程[13]建立阀控液压缸数学模型。电液比例方向阀是履带式作业机全向调平液压系统电液比例位置系统的控制元件,其阀口流量方程为

$$\begin{cases} q_{m_1} = S(u_m)k_q u_m\sqrt{p_s - p_{m_1}} + S(-u_m)k_q u_m\sqrt{p_{m_1} - p_r} \\ q_{m_2} = S(u_m)k_q u_m\sqrt{p_{m_2} - p_r} + S(-u_m)k_q u_m\sqrt{p_s - p_{m_2}} \end{cases} \tag{1}$$

其中
$$S(u_m) = \begin{cases} 1 & (u_m \geqslant 0) \\ 0 & (u_m < 0) \end{cases}$$

$$k_q = k_u C_d w\sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

式中 q_{m_1}——电磁换向阀进口流量
q_{m_2}——电磁换向阀出口流量
p_{m_1}——左侧液压缸无杆腔压力
p_{m_2}——右侧液压缸无杆腔压力
p_s——油源压力
p_r——回油压力
ρ——油液密度
k_u——电液比例方向阀增益
w——电液比例方向阀阀芯面积梯度
u_m——电液比例方向阀输入电压
C_d——阀口流量系数

液压缸动力学平衡方程式由牛顿第二定律得到,为

$$A_{m_1}p_{m_1} - A_{m_2}p_{m_2} = m_l\ddot{x}_f + B_m\dot{x}_f + F_m + d_m(t) \tag{2}$$

式中 A_{m_1}——液压缸无杆腔有效作用面积
A_{m_2}——液压缸有杆腔有效作用面积
B_m——粘性阻尼系数
m_l——负载质量
x_f——液压缸活塞位移
F_m——理论负载,包含作业设备偏重部分
$d_m(t)$——未知负载扰动

假设液压缸腔内压力处处相等,忽略连接管道压损以及液压缸外泄,并假设液压缸内油温和体积弹性模量为一定值。由此得到液压缸内部流量连续动态方程为

$$\begin{cases} q_{m_1} = A_{m_1}\dot{x}_f + \dfrac{V_{m_1}}{\beta}\dot{p}_{m_1} + C_i(p_{m_1} - p_{m_2}) \\ q_{m_2} = A_{m_2}\dot{x}_f - \dfrac{V_{m_2}}{\beta}\dot{p}_{m_2} + C_i(p_{m_1} - p_{m_2}) \end{cases} \tag{3}$$

其中 $V_{m_1} = V_{01} + A_{m_1}x_f \quad V_{m_2} = V_{02} - A_{m_2}x_f$

式中 C_i——内泄漏系数
V_{01}——液压缸无杆腔初始体积
V_{02}——液压缸有杆腔初始体积
β——液压油体积弹性模量
V_{m_1}——液压缸无杆腔体积
V_{m_2}——液压缸有杆腔体积

取系统状态变量为

$$(x_{m_1}, x_{m_2}, x_{m_3}, x_{m_4}) = (x_f, \dot{x}_f, p_{m_1}, p_{m_2}) \tag{4}$$

履带式作业机全向调平位置控制系统的状态空间方程由式(1)~(4)建立,为

$$\begin{cases} \dot{x}_{m_1} = x_{m_2} \\ \dot{x}_{m_2} = \dfrac{1}{m_l}(A_{m_1}x_{m_3} - A_{m_2}x_{m_4} - B_m x_{m_2} - F_m - d_m(t)) \\ \dot{x}_{m_3} = \dfrac{\beta}{V_{01} + A_{m_1}x_{m_1}}[-A_{m_1}x_{m_2} - C_i(x_{m_3} - x_{m_4}) + q_{m_1}] \\ \dot{x}_{m_4} = \dfrac{\beta}{V_{02} - A_{m_2}\dot{x}_{m_1}}[A_{m_2}x_{m_2} + C_i(x_{m_3} - x_{m_4}) - q_{m_2}] \\ y_m = x_{m_1} \end{cases} \tag{5}$$

由于液压缸受力无精确模型,动力源调控压力、非线性摩擦及其他扰动因素[14-16]的存在,履带式作业机全向调平控制系统很难建立精确的数学模型,因此需要设计一种控制方法对未建模动态进行补偿,提高系统鲁棒性,降低扰动项影响,提高履带式作业机全向调平液压系统响应速度以及同步性能。

2 调平系统同步控制器设计

2.1 扰动观测器设计

履带式作业机全向调平液压系统是一个高度非线性系统,为了降低扰动项和未建模动态的影响,本文设计扰动观测器[17],利用其他可测物理量对扰动项进行估计,从而达到对履带式作业机全向调平液压系统模型的补偿,提高系统鲁棒性。

扰动估计误差定义为

$$\tilde{d}_m(t) = \hat{d}_m(t) - d_m(t) \tag{6}$$

其中

$$d_m(t) = -m_l\dot{x}_{m_2} + A_{m_1}x_{m_3} - A_{m_2}x_{m_4} - B_m x_{m_2} - F_m$$

式中 $\tilde{d}_m(t)$——扰动估计值

利用扰动误差修正估计值,假设扰动 $d_m(t)$ 对时间的导数有界,令

$$\dot{\hat{d}}_m(t) = -l_0\tilde{d}_m(t) \tag{7}$$

式中 l_0——扰动观测器线性增益,恒为正

由式(6)可知，状态变量 x_{m_2} 与未知扰动存在非线性关系，因此为提高全向调平控制系统动态性能，在设计扰动观测器时引入与状态变量 x_{m_2} 相关的非线性增益项，非线性扰动观测器定义为

$$\begin{cases}\hat{d}_m(t)=z_i+l_s x_{m_2}\\ \dot{z}_i=-l_x(z_i+l_s x_{m_2})+l_x(A_{m_1}x_{m_3}-A_{m_2}x_{m_4}-B_m x_{m_2}-F_m)\end{cases} \tag{8}$$

式中　l_s——非线性增益

z_i——辅助状态量

选取半正定的 Lyapunov 函数为

$$V_0=\frac{1}{2}\tilde{d}_m^2(t) \tag{9}$$

根据式(6)、(7)、(9)对 V_0 求导得

$$\begin{aligned}\dot{V}_0=\tilde{d}_m(t)\dot{\tilde{d}}_m(t)=\tilde{d}_m(t)(\dot{\hat{d}}_m(t)-\dot{d}_m(t))=\\ \tilde{d}_m(t)(-l_0\tilde{d}_m(t)-\dot{d}_m(t))=\\ -l_0\tilde{d}_m^2(t)-\tilde{d}_m(t)\dot{d}_m(t)\leqslant\\ -\left(l_0-\frac{C}{2}\right)\tilde{d}_m^2(t)+\frac{1}{2C}\lambda^2\leqslant\\ -(2l_0-C)\tilde{d}_m^2(t)^2+\frac{1}{2C}\lambda\end{aligned} \tag{10}$$

式中 λ、C 为任意正数，令 $2l_0-C>0$，即 $l_0>\frac{C}{2}$，且 $\frac{1}{2C}\lambda^2>0$，所以扰动观测器指数稳定。

2.2　滑模同步控制器设计

考虑到履带式作业机的工作路况复杂，需要较高的调平位置精度，并且为了防止横向调平液压缸出现两缸动作偏差，本文选择采用交叉耦合的同步控制策略[18]，在设计控制器时将同步误差作为补偿项引入滑模控制器，在满足液压调平系统位置控制精度的同时，保证系统的同步性以及鲁棒性。

令两组横向调平液压缸位移误差分别为 e_1、e_2，位置同步误差为 e_s，则

$$\begin{cases}e_1=x_{11}-x_t\\ e_2=x_{21}-x_t\\ e_s=e_1-e_2\end{cases} \tag{11}$$

式中　x_{11}、x_{21}——两组同侧横向调平液压缸的实际位移输出

x_t——期望位移输出

取耦合滑模面为

$$S_m=C_1e_1+C_2\dot{e}_1+\ddot{e}_1+w_1e_s+w_2\dot{e}_s \tag{12}$$

式中　C_1——误差增益　　C_2——误差微分增益

w_1——同步误差增益

w_2——同步误差微分增益

为了使系统更快地趋近滑模面并且降低滑模抖振[19]，采用了一种自适应滑模趋近率 $\dot{S}$，计算式为

$$\dot{S}=-eq(e_i,s)\operatorname{sgn}(s)-ks \tag{13}$$

其中

$$eq(e_i,s)=\frac{k}{\varepsilon+\left(1+\frac{1}{e_i}-\varepsilon\right)\mathrm{e}^{-\delta|s|}} \tag{14}$$

式中　k、δ——正常数　　ε——0～1 之间常数

e_i——系统状态

当系统状态远离滑模面，s 趋于 ks，此时系统状态会指数收敛趋近滑模面；当系统状态逐渐靠近滑模面时，$eq(e_i,s)$ 逐渐减小，收敛于 $\frac{ke_i}{1+e_i}$，系统状态 e_i 趋于 0，从而抑制抖振。

根据式(5)、(13)、(14)可得

$$\begin{aligned}-\frac{k}{\varepsilon+\left(1+\frac{1}{x_1}-\varepsilon\right)\mathrm{e}^{-\delta|s|}}\operatorname{sgn}(s)-ks=C_1\dot{e}_1+C_2\ddot{e}_1+\\ \frac{1}{m_l}\Big[-\left(A_{m_1}^2\Delta_1+A_{m_2}^2\Delta_2-\frac{B_m^2}{m_l}\right)x_{m_2}+A_{m_1}q_{m_1}+A_{m_2}q_{m_2}+\\ \frac{B_m}{m_l}(-A_{m_1}x_{m_3}+A_{m_2}x_{m_4})+\frac{B_m}{m_l}(k_m+d_m(t))-F_m'-\\ d_m'(t)-\dddot{x}_t+w_1\ddot{e}_s+w_2\dddot{e}_s-\\ C_i(A_{m_1}\Delta_1+A_{m_2}\Delta_2)(x_{m_3}-x_{m_4})\Big]\end{aligned} \tag{15}$$

其中

$$\Delta_1=\frac{\beta}{V_{01}+A_{m_1}x_{m_1}}\qquad \Delta_2=\frac{\beta}{V_{02}-A_{m_2}x_{m_1}}$$

联立式(7)、(8)、(15)可得控制电压为

$$\begin{cases}u_{es}=\dfrac{-m_l^2(-eq(e_i,s)\operatorname{sgn}(s)-k_s+C_1\ddot{e}_1+C_2\dddot{e}_1-\dddot{x}_f)}{m_l(\Delta_1q_{m_1}+\Delta_2q_{m_2})}-\\ \qquad\dfrac{B_mF_m-m_l\dot{F}_m+B_m\dot{\hat{d}}_m(t)-m_l\ddot{\hat{d}}_m(t)}{m_l(\Delta_1q_{m_1}+\Delta_2q_{m_2})}\\ u_{st}=\dfrac{(\Delta_1A_{m_1}^2+\Delta_2A_{m_2}^2-B_m^2/m_l)x_{m_2}}{\Delta_1q_{m_1}+\Delta_2q_{m_2}}+\\ \qquad\dfrac{C_i(A_{m_1}\Delta_1+A_{m_2}\Delta_2)(x_{m_3}-x_{m_4})}{\Delta_1q_{m_1}+\Delta_2q_{m_2}}+\dfrac{B_m(A_{m_1}x_{m_3}-A_{m_2}x_{m_4})}{m_l(\Delta_1q_{m_1}+\Delta_2q_{m_2})}\end{cases} \tag{16}$$

式中，u_{es} 为切换控制电压，当履带式作业机全向调平液压系统产生非线性扰动时，该控制项能够根据误差及扰动估计值计算相应参数，其与本文滑模趋近率的设计相关；u_{st} 为状态控制电压，与液压缸本身状态相关。

3　动力学模型建立与仿真分析

为了测试所设计滑模同步控制器的控制效果以及履带式作业机全向调平系统的调平性能，本文基

于 AMEsim[20]构建履带式作业机的整机动力学模型,并基于 Simulink[21]设计调平系统控制器进行仿真分析,控制系统框图如图 3 所示,液压元件参数如表 1 所示。

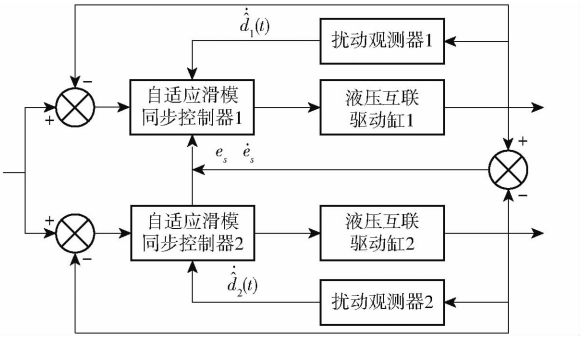

图 3 履带式作业机同步控制系统框图

Fig. 3 Block diagram of synchronous control system for crawler machine

表 1 液压元件参数

Tab. 1 Hydraulic components parameters

参数	数值	
	横向	纵向
液压缸直径/mm	63	80
液压缸活塞杆直径/mm	45	56
有杆端活塞面积/mm^2	21.55	34.36
无杆端活塞面积/mm^2	43.64	50.27
液压油预充压力/MPa	1	1
液压油密度/($kg \cdot m^{-3}$)	850	850
油液运动粘度/($mm^2 \cdot s^{-1}$)	180	180
油液体积模量/MPa	1 300	1 300

3.1 整机动力学模型构建

在 AMEsim 中建立液压系统模型以及车架机械模型,在 Simulink 中搭建滑模控制器,实现全向调平履带式作业机 AMEsim - Simulink 联合仿真[22],联合仿真模型如图 4 所示,系统以机身倾角作为输入,调平系统中 3 个电磁比例阀控制信号作为输出,然后在横坡、纵坡上进行调平仿真分析。

通过 AMEsim 的 3D 机械库建立履带式作业机 3 层车架的刚体模型,包括刚体固定副、旋转副、移动副、液压缸运动副、万向节副以及其他高副,以运动学连接方式将上层车架与下层车架相连。如图 5 所示,AMEsim 整机模型输出履带式作业机的横向与纵向机身倾角信号,输入至滑模控制器,控制器经过运算,输出全向调平系统各电磁比例阀控制信号,使得机身倾角误差趋近于 0°,由此完成履带式作业机的机身姿态控制。

3.2 仿真结果分析

履带式作业机全向调平性能需要同时考虑横向与纵向上的调平,设定横向与纵向初始坡度分别为 20°和 25°,仿真时间为 10 s。图 6 为全向调平时的液压缸运动、同步性以及机身倾角性能变化,以此分析履带式作业机的全向调平性能。

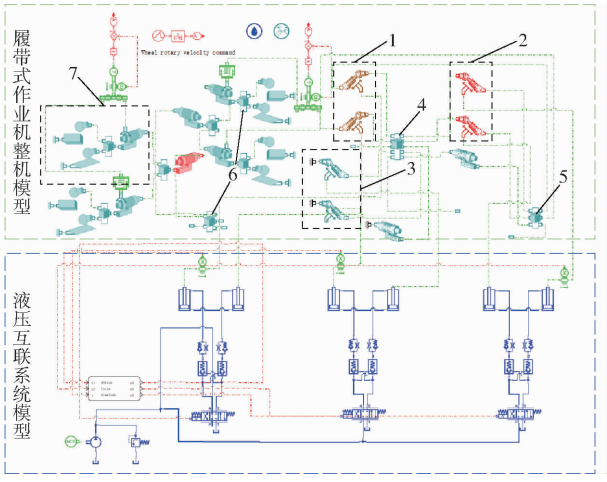

图 4 履带式作业机全向调平系统联合仿真模型

Fig. 4 Joint simulation model of omnidirectional leveling system of crawler machine

1. 左横向调平液压缸 2. 右横向调平液压缸 3. 纵向调平液压缸 4. 上层车架刚体模型 5. 中间车架刚体模型 6. 底盘刚体模型 7. 路面模型

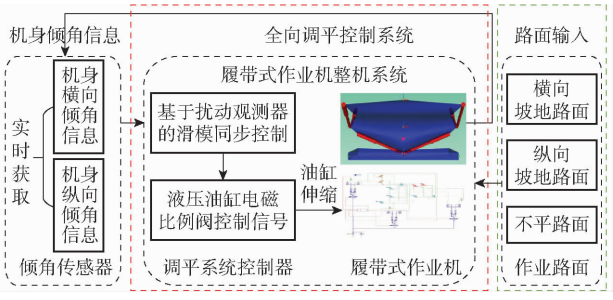

图 5 履带式作业机全向调平系统控制流程图

Fig. 5 Control flow of omnidirectional leveling system of crawler machine

图 6a 为全向调平时两种算法下液压缸活塞杆伸缩位移,其变化趋势为刚开始工作时液压缸活塞杆位移变化量大,然后趋于稳定。为了突出本文控制方法的性能特点,将其与传统 PID 控制[23]进行了对比,根据现场试验将 PID 参数 k_P、k_I、k_D分别设置为 1.4、0.7、0.4。PID 控制下横向调平液压缸活塞杆在 1.24 s 时位移达到最大,为 0.052 m,4.46 s 稳定在 0.048 3 m;纵向活塞杆在 1.18 s 时位移达到最大,为 0.04 m,5.23 s 时稳定在 0.036 8 m。而滑模同步控制下横向调平液压缸在 0.78 s 时位移达到最大,为 0.049 m,2.88 s 时稳定在0.048 3 m,滑模同步控制下纵向调平液压缸在 0.76 s 时位移达到最大,为 0.038 m,3.37 s 时稳定在 0.036 8 m。综上,全向调平中 20°横向调平稳定时间减少 1.6 s,25°纵向调平稳定时间减少

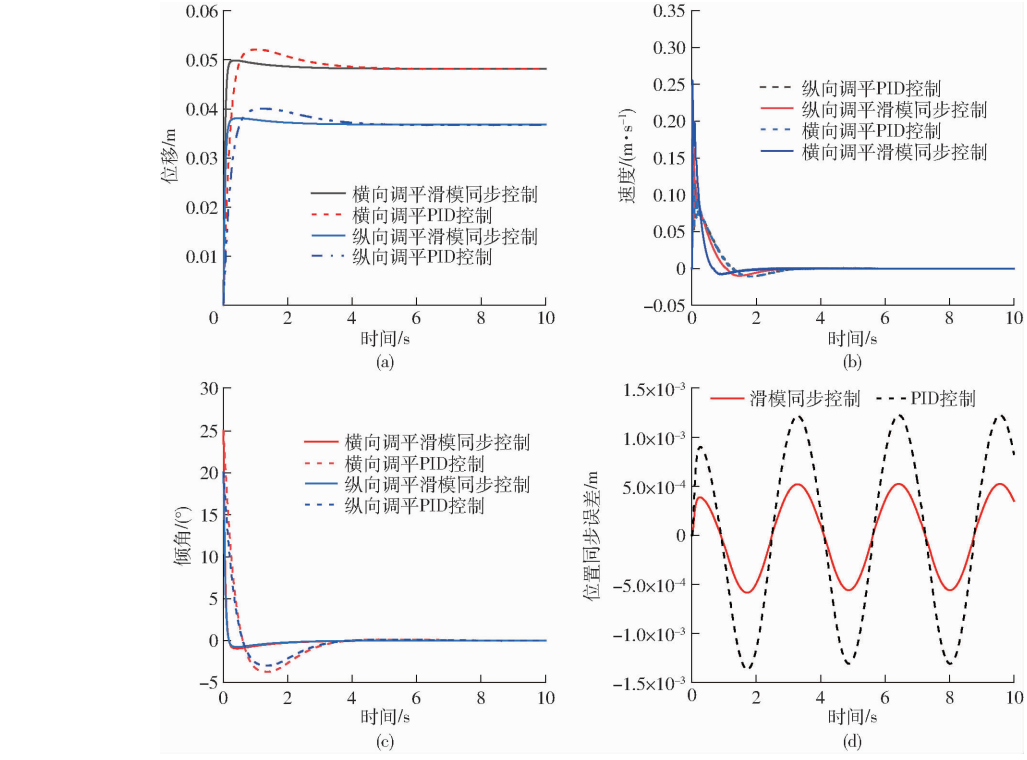

图 6　全向调平特性参数曲线

Fig. 6　Omnidirectional leveling characteristic parameter curves

1.8 s，上升时间平均缩短 18.8%，调平时间平均缩短 35.5%。

图 6b 为全向调平时两种算法下调平液压缸活塞杆伸缩速度，刚开始调平时液压油缸速度较大，PID 控制下的横向调平油缸活塞杆速度达到 0.156 m/s，纵向调平油缸活塞杆速度达到 0.163 m/s，在滑模同步控制下横向调平油缸活塞杆速度达到 0.210 m/s，滑模同步控制下纵向调平油缸活塞杆速度达到 0.255 m/s，此后，活塞杆速度逐渐减小，当机身水平后，调平油缸活塞杆速度稳定在零。

图 6c 为两种控制算法下的履带式作业机机身纵向倾角，可以看出，PID 控制算法下的机身调平在横/纵向上均存在一定超调量，机身横向倾角超调量为 3.7°，机身纵向倾角超调量为 2.9°，而滑模同步控制算法下机身横/纵向倾角超调量分别为 0.95° 和 0.76°，均优于 PID 控制。

图 6d 为两种控制算法下给予正弦信号 $1.3\times10^{-3}\sin(0.8\pi t)$ 后的横向调平液压缸位置同步误差，滑模同步控制下同步位置控制误差保持在 $\pm6\times10^{-4}$ m 内，而 PID 控制下两缸同步位置误差为 $\pm1.25\times10^{-3}$ m，约为滑模同步控制下两缸同步误差的 2 倍。仿真过程中的电磁阀控制信号如图 7 所示。

根据仿真结果表明，所设计履带式作业机调平系统能够完成全向调平，且控制性能优于传统 PID 控制，验证了调平控制策略的有效性与优越性。

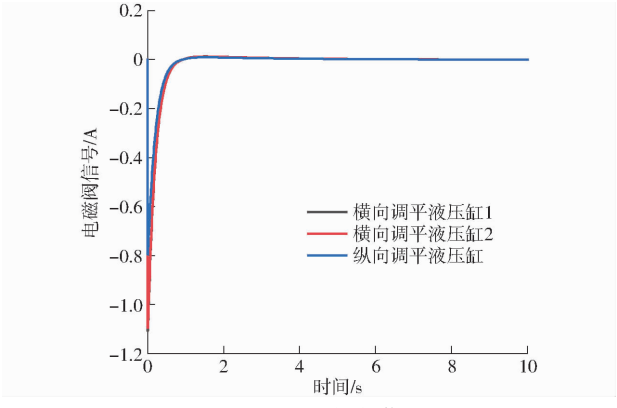

图 7　电磁阀控制信号

Fig. 7　Solenoid valve control signals

4　样机试验

试验样机包括动力源、倾角传感器、全向调平液压系统、控制系统、行驶系统，整体质量为 758 kg，机身高度 850 mm，长 1 560 mm，宽 1 010 mm，横向调平层高度 220 mm，纵向调平层高度 240 mm。启动履带式作业机并选择自动调平模式，此时作业机根据倾角传感器实时获取机身倾角信息，经过控制器运算调平算法后对液压缸进行控制，以此实现作业机自动调平。调平性能试验路面如图 8、9 所示，试验履带式作业机在横向 20°以及纵向 25°调平至稳定状态的效果。


(a) 试验状态1


(b) 试验状态2

图 8 履带式作业机横向调平试验

Fig. 8 Horizontal levelling test of crawler machine



图 9 履带式作业机纵向调平试验

Fig. 9 Longitudinal leveling test of crawler machine

分析读取的试验数据,得到样机在试验过程中自动调平状态下的机身倾角变化情况,调平后的机身横向倾角变化如图 10a 所示,机身纵向倾角变化如图 10b 所示,调平倾角仿真数据与试验数据平均误差为 2.55%,最大误差为 15%;调平仿真与试验的同步误差对比如图 10c 所示,平均误差为 8.2%,最大误差为 28.65%。试验结果表明,所设计全向调平履带式作业机能完成坡地下的机身姿态倾角自动控制,保持机身水平状态,在仿真与试验 2 种状态下的变化趋势相同,并且吻合性较好,从而验证了全向调平系统的工作有效性和优越性。

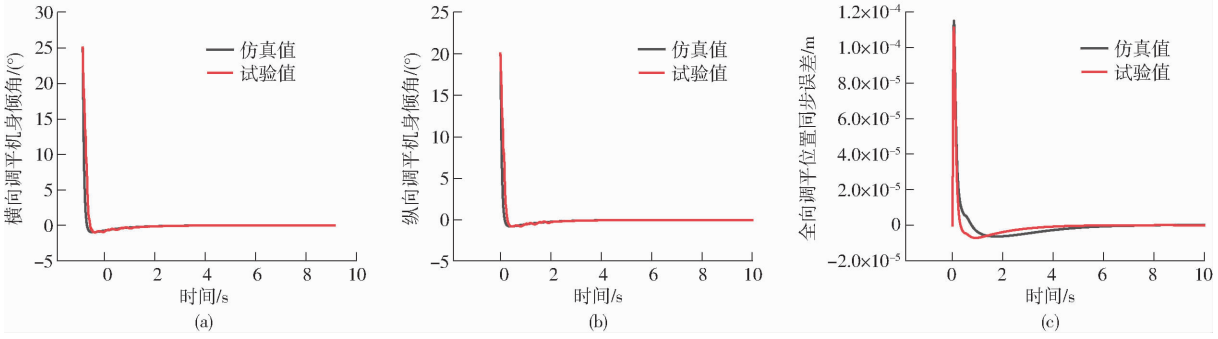

图 10 全向调平试验与仿真结果对比

Fig. 10 Comparison of omnidirectional leveling test and simulation results

5 结论

(1)提出了履带式作业机“三层车架”结构方案,并设计了互联式全向液压调平回路,实现中心不动式调平,提高履带式作业机稳定性。

(2)针对全向调平液压回路精确建模时需对未建模动态进行补偿的问题,设计了一种基于扰动观测器的滑模同步控制方法,建立了履带式作业机动力学模型,并运用 AMEsim/Simulink 软件对履带式作业机全向调平系统进行联合仿真,得到履带式作业机全向调平过程中的液压缸伸缩位移、速度、机身倾角变化以及液压缸位置同步误差。从结果可以看出,其控制性能均优于 PID 控制,全向调平中 20°横向调平稳定时间减小 1.6 s,25°纵向调平稳定时间减小 1.8 s,上升时间平均缩短 18.8%,调平时间平均缩短 35.5%,同步位置控制误差保持在 $\pm 6 \times 10^{-4}$ m 内。

(3)进行履带式作业机样机全向调平试验,通过与仿真对比可知:全向调平机身倾角平均误差为 2.55%,液压缸平均位置同步误差为 8.2%,全向调平试验证明了调平方法以及策略的正确性,为丘陵山区履带式作业机底盘调平系统推广应用提供了参考。

参 考 文 献

[1] 王韦韦,陈黎卿,杨洋,等. 农业机械底盘技术研究现状与展望[J]. 农业机械学报, 2021, 52(8): 1 - 15.
WAN Weiwei, CHEN Liqing, YANG Yang, et al. Development and prospect of agricultural machinery chassis technology[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(8): 1 - 15. (in Chinese)

[2] 杨再红. 丘陵山区农业机械化的现状、问题及对策[J]. 南方农机, 2022, 53(20): 72 - 74.

[3] 潘顺峰. 丘陵山区农业机械化发展遇到的困难及解决对策[J]. 广西农业机械化, 2022(4): 24.

[4] 李斯华,孙丽娟. 丘陵山区农业机械化的制约因素和发展路径初探[J]. 农机科技推广, 2023(3): 40 - 42.

[5] 夏长高,杨宏图,韩江义,等. 山地拖拉机调平系统的研究现状及发展趋势[J]. 中国农业大学学报, 2018, 23(10): 130 - 136.
XIA Changgao, YANG Hongtu, HAN Jiangyi, et al. Research status and development trend of hilly mountain tractor leveling

system[J]. Journal of China Agricultural University, 2018, 23(10): 130 - 136. (in Chinese)
[6] 孙景彬,刘志杰,杨福增,等. 丘陵山地农业装备与坡地作业关键技术研究综述[J]. 农业机械学报, 2023, 54(5): 1 - 18.
SUN Jingbin, LIU Zhijie, YANG Fuzeng, et al. Research review of agricultural equipment and slope operation key technologies in hilly and mountains region[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(5): 1 - 18. (in Chinese)
[7] 熊左桥. 履带式拖拉机底盘控制系统的设计及优化[J]. 农机化研究, 2023, 45(12): 259 - 264.
XIONG Zuoqiao. Design and optimization of chassis control system of crawler tractor[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2023, 45(12): 259 - 264. (in Chinese)
[8] 彭贺,马文星,王忠山,等. 丘陵山地拖拉机车身调平控制仿真分析与试验[J]. 吉林大学学报(工学版), 2019, 49(1): 157 - 165.
PENG He, MA Wenxing, WANG Zhongshan, et al. Control system of self-leveling in hilly tractor body through simulation and experiment[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2019, 49(1): 157 - 165. (in Chinese)
[9] 李艳,高强,陆辉山,等. 基于模糊神经网络的液压调平控制系统设计[J]. 自动化应用, 2016(3): 42 - 43,79.
[10] 杨福增,牛瀚麟,孙景彬,等. 山地履带拖拉机与农具姿态协同控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(1): 414 - 422.
YANG Fuzeng, NIU Hanlin, SUN Jingbin, et al. Design and experiment of attitude cooperative control system of mountain crawler tractor and farm tools[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(1): 414 - 422. (in Chinese)
[11] 曹凯,朱勇,高强,等. 深度强化学习在自动控制领域研究现状与展望[J]. 排灌机械工程学报, 2023, 41(6): 638 - 648.
CAO Kai,ZHU Yong,GAO Qiang, et al. Research status and prospect of deep reinforcement learning in automatic control[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2023, 41(6): 638 - 648. (in Chinese)
[12] 张开兴,张斓,李政平,等. 轮式丘陵山地拖拉机扭腰姿态调整装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(6): 425 - 433.
ZHANG Kaixing, ZHANG Lan, LI Zhengping, et al. Design and test of twisting and swinging attitude adjustment device of wheel hilly tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(6): 425 - 433. (in Chinese)
[13] 胡炼, 林潮兴, 罗锡文, 等. 农机具自动调平控制系统设计与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(8): 15 - 20.
HU Lian, LIN Chaoxing, LUO Xiwen, et al. Design and experiment on auto leveling control system of agricultural implements[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(8): 15 - 20. (in Chinese)
[14] 陈雨,陈随英,杜岳峰,等. 基于摩擦阻尼的高地隙农机底盘悬架减振特性[J]. 农业工程学报, 2016, 32(7): 51 - 57.
CHEN Yu, CHEN Suiying, DU Yuefeng, et al. Damping characteristics of chassis suspension system of high clearance agricultural machinery based on friction damper[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(7): 51 - 57. (in Chinese)
[15] 李明生,叶进,谢斌,等. 拖拉机液压底盘液控比例流量阀设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(4): 397 - 403.
LI Mingsheng, YE Jin, XIE Bin, et al. Design and test of hydraulic proportional flow valve for hydraulic chassis in tractor[J], Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4): 397 - 403. (in Chinese)
[16] 李毅波,曾云龙,潘晴,等. 考虑压力效应的液压缸摩擦模型研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(11): 418 - 426.
LI Yibo, ZENG Yunlong, PAN Qing, et al. Pressure dependent friction model of hydraulic cylinder[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11): 418 - 426. (in Chinese)
[17] DAEHEE W, WONHEE K. Disturbance observer based backstepping for position control of electro-hydraulic systems[J]. International Journal of Control, Automation and Systems, 2015, 13(2): 488 - 493.
[18] 刘晓飞,姚建涛,赵永生. 基于模型的冗余驱动并联机构神经网络同步协调控制[J]. 农业机械学报, 2018, 49(2): 367 - 375.
LIU Xiaofei, YAO Jiantao, ZHAO Yongsheng. Model-based synchronous control of redundantly actuated parallel manipulator with neural network[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(2): 367 - 375. (in Chinese)
[19] 姜立标,杨杰. 基于滑模控制的自动泊车系统路径跟踪研究[J]. 农业机械学报, 2019, 50(2): 356 - 364.
JIANG Libiao, YANG Jie. Path tracking of automatic parking system based on sliding mode control[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(2): 356 - 364. (in Chinese)
[20] 付永领,齐海涛. LMS Imagine. Lab AMESim 系统建模和仿真[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2011: 1 - 5.
[21] 汪欢,毛伟,张亚飞,等. 基于水和农药流量同步控制的在线混药系统设计与试验[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2022, 43(6): 737 - 744.
WANG Huan, MAO Wei, ZHANG Yafei, et al. Design and experiment of online drug mixing system based on synchronous control of water and pesticide flow[J]. Journal of Jiangsu University(Natural Science Eidtion), 2022, 43(6): 737 - 744. (in Chinese)
[22] 周俊强. 基于 AMESim - Simulink 的液压机新型控制器设计及联合仿真[D]. 天津:天津理工大学, 2019.
ZHOU Junqiang. Design and joint simulation of new controller for hydraulic press based on AMESim - Simulink[D]. Tianjin: Tianjin University of Technology, 2019. (in Chinese)
[23] 吕昊暾,胡召田,于泳超,等. 果园高位作业平台自动调平前馈 PID 控制方法[J]. 农业工程学报, 2021, 37(18): 20 - 28.
LÜ Haotun, HU Zhaotian, YU Yongchao, et al. Feedforward PID control method for the automatic leveling of an orchard high-position operation platform[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(18): 20 - 28. (in Chinese)