

履带式联合收获机全向调平底盘设计与试验

金诚谦¹ 杨腾祥¹ 刘岗微¹ 王廷恩² 陈满¹ 刘政¹

(1. 农业农村部南京农业机械化研究所, 南京 210014; 2. 山东理工大学农业工程与食品科学学院, 淄博 255000)

摘要: 针对履带式联合收获机在不平坦地表作业时, 车体随地形起伏而倾斜, 造成作业效率降低、驾驶员舒适性变差、安全性降低的问题, 设计了一种履带式联合收获机全向调平底盘。该底盘由上架、下架、升降机构和电液控制系统组成, 可实现联合收获机底盘倾斜时的自动与手动调节, 纵向调节范围为 $-5^{\circ} \sim 7^{\circ}$, 横向调节范围为 $-6.5^{\circ} \sim 6.5^{\circ}$, 底盘最大提升高度为 130 mm。阐述了全向调平底盘的工作原理、电液控制系统结构与调平控制策略, 进行了针对底盘性能的静态与动态调平的验证试验。静态调平试验对底盘前最低、后最低、左最低、右最低、左前最低、右前最低、左后最低、右后最低 8 种倾斜状态进行调平, 结果表明, 自动调平系统最长调节时间为 8.2 s, 平均调节时间 4.2 s, 倾斜度调节误差最大值为 0.67° 。动态调平试验针对自动调平控制、手动调平控制和固定地隙调平控制 3 种调平控制模式, 进行了坡地、畦沟田块、水田等地形下的调平对比试验。在坡地与畦沟田块试验中, 自动调平控制模式可以改善底盘的倾斜状态, 提高底盘的稳定性; 手动调平控制模式有一定的调节作用, 但调节稳定性较差。在水田试验中, 自动调平控制模式调平效果优于坡地与畦沟田块, 说明在地形起伏较小的条件下, 自动调平控制系统调平效果更好。动态调平试验表明, 自动调平系统可以减小底盘倾斜度, 提高底盘稳定性, 增强联合收获机对不平坦地表的适应性。

关键词: 联合收获机; 底盘; 姿态调节; 电液控制

中图分类号: S225.3 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)11-0393-10

OSID:



Design and Test of Posture Controlled Chassis for Caterpillar Combine

JIN Chengqian¹ YANG Tengxiang¹ LIU Gangwei¹ WANG Tingen² CHEN Man¹ LIU Zheng¹

(1. Nanjing Research Institute for Agricultural Mechanization, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Nanjing 210014, China

2. School of Agricultural Engineering and Food Science, Shandong University of Technology, Zibo 255000, China)

Abstract: Considering the fact that the tracked combine inclined with the undulation of the terrain when it worked on the uneven ground, which resulted in the reduction of the working efficiency, the poor driving comfort and the low safety of the manipulator, a kind of posture controlled chassis of the tracked combine was designed. The chassis was composed of upper frame, lower frame, lifting mechanism and electrohydraulic control system, which can realize automatic and manual adjustment when the combine chassis tilted. The longitudinal adjustment range was $-5^{\circ} \sim 7^{\circ}$, the transverse adjustment range was $-6.5^{\circ} \sim 6.5^{\circ}$, the maximum lifting height of the chassis was 130 mm. The working principle of posture controlled chassis, the structure of electrohydraulic control system and leveling control strategy were described, and then static and dynamic leveling verification tests for chassis performance were carried out. The static leveling test was carried out on the eight tilting states of the chassis: the lowest in front, the lowest in rear, the lowest in left, the lowest in right, the lowest in front, the lowest in right, the lowest in rear and the lowest in right. The test result showed that the maximum adjustment time of the automatic leveling system was 8.2 s, the average adjustment time was 4.2 s, and the maximum inclination error was 0.67° . The dynamic leveling experiment was carried out for three leveling control modes: automatic leveling control, manual leveling control and fixed gap leveling control. In the experiment of slope and furrow field, the automatic leveling control mode can improve the tilt state of chassis and the stability of chassis. The manual leveling control mode had a certain adjustment effect, but

收稿日期: 2020-01-07 修回日期: 2020-02-06

基金项目: 中国农业科学院科技创新工程项目(农科院办(2014)216号)、现代农业产业技术体系建设专项(CARS-04-PS26)和国家重点研发计划项目(2016YFD0702000)

作者简介: 金诚谦(1973—),男,研究员,博士生导师,主要从事农业机械基础理论与开发研究, E-mail: 412114402@qq.com

the adjustment stability was poor. In the paddy field experiment, the leveling effect of the automatic leveling control mode was better than that of the slope and furrow fields, which showed that the leveling performance of the automatic leveling control system was better under the condition of small terrain fluctuation. The dynamic leveling test showed that the automatic leveling system can reduce the inclination of the chassis, improve the stability of the chassis and enhance the adaptability of the combine to the uneven ground.

Key words: combine; chassis; posture control; electrohydraulic control system

0 引言

小型履带式联合收获机结构紧凑、通过性好,在丘陵山区等恶劣的作业环境中得到广泛应用^[1]。传统履带式联合收获机底盘为刚性底盘,当地表倾斜时,联合收获机车体会随着地表倾斜。在水田等软地面作业时,随着粮箱重量增加,车体重心会向粮箱一侧偏移,引起车身倾斜,造成联合收获机作业效率降低、驾驶舒适性变差,甚至会发生侧翻事故,危及驾驶员生命安全^[2]。

欧美国家对联合收获机底盘自动调平技术研究起步较早,大型轮式收获机和半履带式收获机自动调平技术研究与应用较多^[3]。日本、韩国田块较小,且潮湿带水,小型履带式联合收获机调平技术也有研究与应用^[4]。国内对于自动调平技术的研究起步较晚,主要应用在工程机械、军用坦克车、雷达车、林业机械上。在农业机械领域,国内对果园升降平台^[5-8]、农机具调平控制系统^[9-14]、丘陵山地拖拉调平系统^[15-20]研究较多,对履带式联合收获机调平技术研究相对较少。徐立章等^[21]提出一种联合收获机可升降履带式底盘,有效提高了履带式联合收获机对于深泥脚水田的适应性。JING 等^[22]对履带底盘提升机构进行了设计与仿真,为全向调平底盘的设计提供了参考依据。

本文采用铰链五杆机构,结合电液控制技术,设计一种履带式联合收获机全向调平底盘及其电液控制系统,实现底盘横向与纵向的倾斜调整,以期提高联合收获机的作业安全性,减轻驾驶员劳动强度,提高联合收获机作业效率和对复杂地面的适应性。

1 底盘结构与调平原理

1.1 底盘结构

全向调平底盘结构如图 1 所示,主要包括底盘上架、底盘下架、提升机构、驱动系统、底盘 ECU、显示器、液压阀组和控制面板。其中,底盘上架包括车架、驱动轮、托带轮、姿态传感器、位移传感器。底盘下架包括张紧轮、负重轮、行走梁。提升机构由前后拐臂、前后油缸、前后摇臂、辅助连杆组成。姿态传感器固定于底盘上表面,位移传感器通过连杆机构

与油缸输出端连接。系统工作时,底盘控制 ECU 先采集姿态传感器、位移传感器和控制面板的数据,然后 ECU 根据当前控制模式调用自动或者手动控制算法计算各提升机构的目标高度,最后通过控制电磁阀通断使各提升机构达到目标高度,使底盘保持水平。全向调平底盘主要技术参数如表 1 所示。

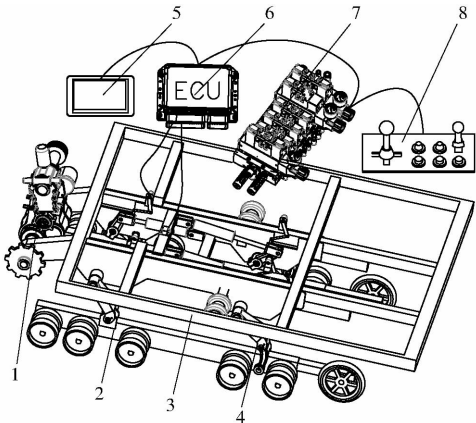


图 1 全向调平底盘结构示意图

Fig. 1 Posture controlled chassis structure diagram

1. 变速箱 2. 底盘下架 3. 底盘上架 4. 升降机构 5. 显示器
6. 电子控制单元 7. 液压阀组 8. 控制面板

表 1 全向调平底盘主要技术参数

Tab. 1 Main design parameters of posture controlled chassis

参数	数值
履带接地长/mm	1 800
履带宽/mm	450
轨距/mm	1 150
履带接地比压/kPa	18
底盘负载/kg	5 000
离地间隙/mm	200 ~ 330
纵向调平范围/(°)	-5 ~ 7
横向调平范围/(°)	-6.5 ~ 6.5
最大提升高度/mm	130

1.2 底盘调平原理

根据四点支撑平台调平原理,全向调平底盘采用“中心点”不动调平法^[23]。建立的底盘坐标系如图 2 所示,以底盘上架的 4 个轴承座外端面圆的圆心连线所构成的矩形几何中心为坐标系原点建立笛卡尔坐标系,过原点与底盘轴线垂直的坐标轴为 x 轴,与底盘轴线平行的坐标轴为 y 轴,垂直于底盘平

面的坐标轴为 z 轴,以右手法则规定坐标轴的旋转方向。绕底盘坐标系横轴 x 旋转的角度 α 为俯仰角,绕纵轴 y 旋转的角度 β 为横滚角。

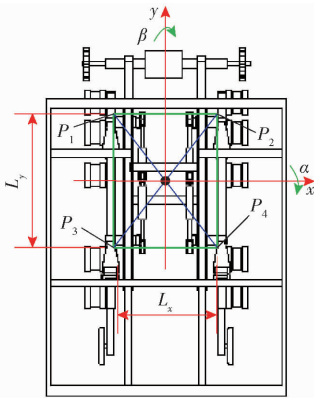


图 2 底盘坐标系示意图

Fig.2 Diagram of body coordinate specification

如图 3 所示,平面 A 表示底盘处于倾斜位置,平面 B 表示底盘的目标位置,4 个拐臂位置坐标为 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 ,底盘从 A 平面旋转到 B 平面,在此过程中,原点保持不动,底盘上各点坐标转换公式为

$$\begin{bmatrix} x' & y' & z' \end{bmatrix} = \mathbf{R}_x(\alpha) \mathbf{R}_y(\beta) \begin{bmatrix} x & y & z \end{bmatrix}^T \quad (1)$$

其中

$$\mathbf{R}_x(\alpha) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\mathbf{R}_y(\beta) = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中 $\mathbf{R}_x(\alpha)$ ——平面绕 x 轴的旋转矩阵

$\mathbf{R}_y(\beta)$ ——平面绕 y 轴的旋转矩阵

式(1)转换为

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ \sin\alpha\sin\beta & \cos\alpha & -\sin\alpha\cos\beta \\ -\cos\alpha\sin\beta & \sin\alpha & \cos\alpha\cos\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (4)$$

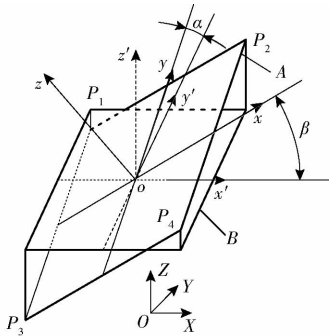


图 3 坐标转换模型

Fig.3 Model of coordinate transformation

所以, A 平面上的任意点与其在 B 平面上对应点的距离为

$$\Delta H = z' - z = -x\cos\alpha\sin\beta + y\sin\alpha + z(\cos\alpha\cos\beta - 1) \quad (5)$$

因底盘的倾斜角比较小,可由极限定理近似认为 $\cos\alpha = \cos\beta = 1$, $\sin\alpha = \alpha$, $\sin\beta = \beta$ 。所以,在小角度范围内有

$$\Delta H = \alpha y - \beta x \quad (6)$$

由式(6)可知,平面内任意点的升降高度 ΔH 与该点在原平面内的坐标有关,由图 2 可知在底盘平面坐标系内,当前底盘 4 个拐臂铰接点到水平面的垂直距离为

$$\begin{bmatrix} \Delta H_1 \\ \Delta H_2 \\ \Delta H_3 \\ \Delta H_4 \end{bmatrix} = \frac{\beta}{2} \begin{bmatrix} -L_x \\ L_x \\ -L_x \\ L_x \end{bmatrix} - \frac{\alpha}{2} \begin{bmatrix} L_y \\ L_y \\ -L_y \\ -L_y \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中 ΔH_1 —— P_1 点到水平面垂直距离,mm

ΔH_2 —— P_2 点到水平面垂直距离,mm

ΔH_3 —— P_3 点到水平面垂直距离,mm

ΔH_4 —— P_4 点到水平面垂直距离,mm

L_x —— P_1 点到 P_2 点距离,mm

L_y —— P_1 点到 P_3 点距离,mm

2 关键部件及参数设计

2.1 底盘升降机构

底盘升降机构如图 4 所示,主要由车架、行走梁、前拐臂、后拐臂、前摇臂、后摇臂、辅助连杆、前液压缸、后液压缸、驱动轮、张紧轮、托带轮和负重轮组成。其中,液压缸一端与机架连接,另一端与摇臂连接。摇臂与拐臂通过花键轴连接,同时绕着机架上的滑动轴承座旋转。前拐臂两端与机架、行走梁连接,后拐臂通过辅助连杆连接机架与行走梁。驱动轮与托带轮安装于机架上,负重轮与张紧轮安装在行走梁上。

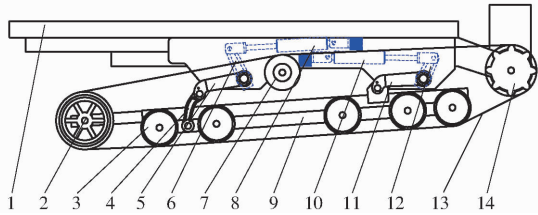


图 4 底盘升降机构结构示意图

Fig.4 Diagram of chassis hoisting appliance structure

1. 车架
2. 张紧轮
3. 负重轮
4. 辅助连杆
5. 后拐臂
6. 后摇臂
7. 托带轮
8. 后液压缸
9. 行走梁
10. 前液压缸
11. 前拐臂
12. 前摇臂
13. 履带
14. 驱动轮

底盘升降机构属于双曲柄铰链五杆机构^[24],后拐臂、辅助连杆、行走梁、前拐臂、车架构成封闭平面铰链五连杆机构,各杆件长度为 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 、 l_5 ,旋转角为 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 、 θ_4 、 θ_5 。该机构有 5 个连杆、5 个低副、0 个高副,自由度为 2,与原动件个数相同,所以

当前拐臂与后拐臂运动规律确定后,其余杆件的运动规律也相应确定。在图 4 基础上以车架为基准建立如图 5 所示的封闭矢量多边形,根据底盘结构,使用作图法确定各杆件的长度与初始角度,如表 2 所示。

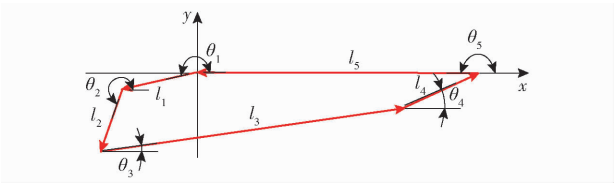
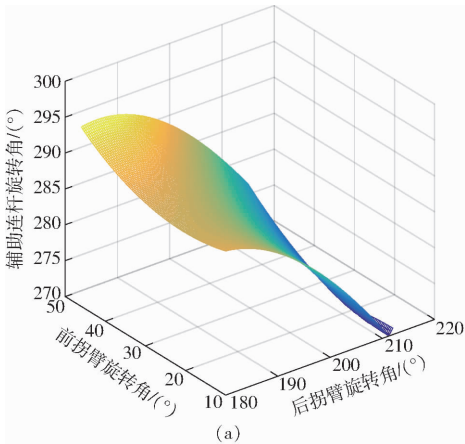


图 5 铰链五杆机构矢量图
Fig. 5 Vector diagram of five-bar mechanism

表 2 底盘升降机构参数 Tab. 2 Chassis hoisting mechanism parameters			
参数	数值	参数	数值
后拐臂长度 l_1/mm	230	车架长度 l_5/mm	880
辅助连杆长度 l_2/mm	166	后拐臂旋转角 $\theta_1/(\circ)$	180 ~ 212
行走梁长度 l_3/mm	947.63	前拐臂旋转角 $\theta_4/(\circ)$	10 ~ 46
前拐臂长度 l_4/mm	230	车架旋转角 $\theta_5/(\circ)$	0



如图 5 所示的封闭矢量多边形,若以 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 、 l_5 表示各构件的矢量,则该机构的矢量方程可表示为

$$l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 = 0 \tag{8}$$

将该矢量方程在坐标轴投影,整理后得

$$\begin{cases} l_2 \sin \theta_2 + l_3 \sin \theta_3 = -l_1 \sin \theta_1 - l_4 \sin \theta_4 - l_5 \sin \theta_5 \\ l_2 \cos \theta_2 + l_3 \cos \theta_3 = -l_1 \cos \theta_1 - l_4 \cos \theta_4 - l_5 \cos \theta_5 \end{cases} \tag{9}$$

根据方程(9)、表 2 中的杆件参数,使用解析法进行求解^[25],可得前拐臂、后拐臂与辅助连杆、行走梁的旋转角曲面如图 6 所示。

由图 6a 可知,当前拐臂在 $10^\circ \sim 46^\circ$ 、后拐臂在 $180^\circ \sim 212^\circ$ 范围内运动时,辅助连杆旋转角范围为 $270^\circ \sim 291^\circ$,与后拐臂的最小角度差为 58° ,可使五杆机构永远保持凸多边形结构,避免机构出现卡死现象。由图 6b 可知,行走梁旋转角范围为 $-7^\circ \sim 7^\circ$ (由于机械限位,实际旋转角为 $-5^\circ \sim 7^\circ$)。在前拐臂与后拐臂旋转范围内,辅助拐臂与行走梁的旋转

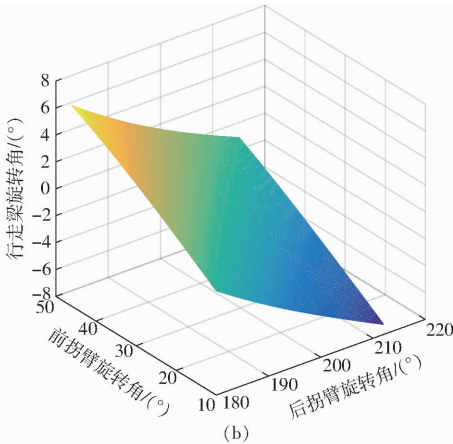


图 6 辅助连杆与行走梁旋转角曲面
Fig. 6 Surface diagrams of connecting rod and working system angular displacement

角曲面均为连续平滑的曲面,所以前拐臂与后拐臂无论单独运动还是联合运动,都满足行走梁角度输出要求。

2.2 底盘最大倾角

如图 7 所示,当底盘一侧升降机构降至最低,另一侧升降机构调节到最高,得到最大横向角,其计算方法为

$$\beta_{\max} = \arctan \frac{h_{\max}}{B} \tag{10}$$

式中 $\beta_{\max}$ ——底盘最大横向角, $(^\circ)$
 $h_{\max}$ ——底盘最大提升高度, mm
 B ——履带底盘轨距, mm

如图 8 所示,以底盘车架为基准,底盘最大前倾角与最大后倾角计算方法为

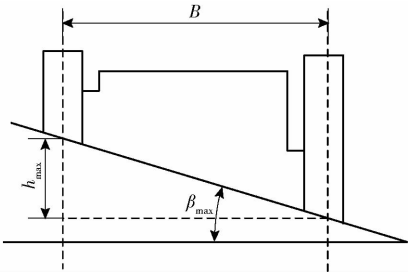


图 7 横向倾角示意图
Fig. 7 Lateral inclination diagram

$$\alpha_q \approx \arcsin \frac{l_1 \sin \varphi_{\max} + l_2}{l_3 + l_4} - 7.2^\circ \tag{11}$$

$$\alpha_h \approx 7.2^\circ - \arcsin \frac{l_2 - l_4 \sin \sigma_{\max}}{l_3} \tag{12}$$

式中 α_q ——底盘最大前倾角, $(^\circ)$
 α_h ——底盘最大后倾角, $(^\circ)$

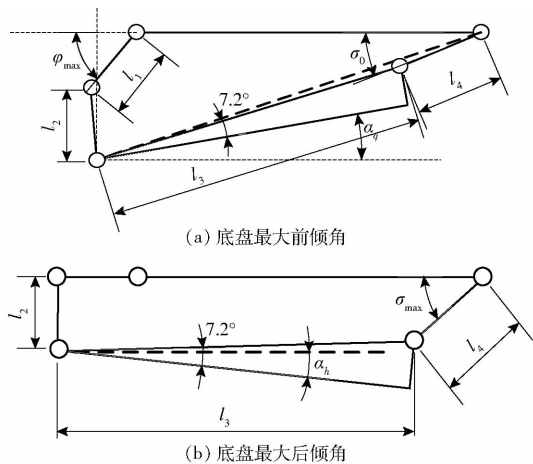


图 8 前后倾角示意图

Fig. 8 Lengthways inclination diagram

φ_{max} ——后拐臂最大转角, (°)

σ_{max} ——前拐臂最大转角, (°)

2.3 拐臂升降高度

前后拐臂升降高度用前后拐臂与车架铰接点的离地高度表示,由图 9 可知,前后拐臂升降高度为

$$\begin{cases} h_1 = l_4 \sin(\sigma + \sigma_0) + e_3 \cos \sigma_1 + r + c \\ h_3 = l_1 \sin(\varphi + \varphi_0) + l_2 \cos \varphi_1 + r + c \end{cases} \quad (13)$$

式中 h_1 ——前铰接点离地高度, mm

h_3 ——后铰接点离地高度, mm

σ ——前摇臂转角, (°)

σ_0 ——前摇臂初始角, (°)

σ_1 ——前摇臂旋转角, (°)

φ ——后摇臂转角, (°)

φ_0 ——后摇臂初始角, (°)

φ_1 ——后摇臂旋转角, (°)

e_3 ——前拐臂与行走梁铰接点到辅助拐臂与行走梁铰接点的距离在行走梁截面上的投影, mm

r ——负重轮半径, mm

c ——履带厚度, mm

前拐臂与前摇臂固定链接,其旋转角为 σ ,后拐臂与后摇臂固定,其旋转角为 φ 。根据余弦定理可得前

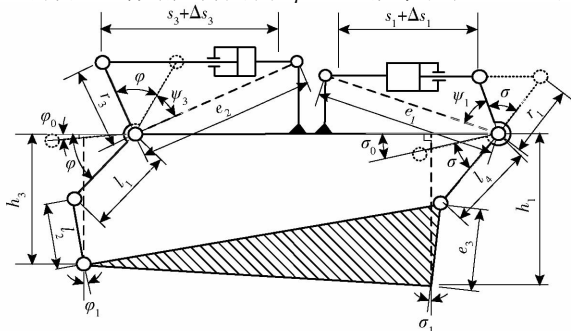


图 9 拐臂升降高度示意图

Fig. 9 Diagram of lifting arm lift height

后拐臂的转角为

$$\begin{cases} \sigma = \arccos \frac{r_1^2 + e_1^2 - (s_1 + \Delta s_1)^2}{2r_1 e_1} - \psi_1 \\ \varphi = \arccos \frac{r_3^2 + e_2^2 - (s_3 + \Delta s_3)^2}{2r_3 e_2} - \psi_3 \end{cases} \quad (14)$$

式中 r_1 ——前摇臂与油缸铰接点到车架铰接点的长度, mm

r_3 ——后摇臂与油缸铰接点到车架铰接点的长度, mm

s_1 ——前油缸初始长度, mm

s_3 ——后油缸初始长度, mm

Δs_1 ——前油缸位移增量, mm

Δs_3 ——后油缸位移增量, mm

e_1 ——前油缸与车架铰接点到前摇臂与车架铰接点的长度, mm

e_2 ——后油缸与车架铰接点到后摇臂与车架铰接点的长度, mm

ψ_1 ——前摇臂与车架的初始夹角, (°)

ψ_3 ——后摇臂与车架的初始夹角, (°)

由于辅助拐臂与行走梁的旋转角范围较小(小于 20°),摇臂在 90°左右摆动,根据极限定理,摇臂与拐臂旋转角可近似为

$$\begin{cases} \sigma = \frac{\pi}{2} - \frac{r_1^2 + e_1^2 - (s_1 + \Delta s_1)^2}{2r_1 e_1} - \psi_1 \\ \varphi = \frac{\pi}{2} - \frac{r_3^2 + e_2^2 - (s_3 + \Delta s_3)^2}{2r_3 e_2} - \psi_3 \end{cases} \quad (15)$$

所以,前后拐臂升降高度为

$$\begin{cases} h_1 = l_4 \sin(\sigma + \sigma_0) + e_3 + r + c \\ h_3 = l_1 \sin(\varphi + \varphi_0) + l_2 + r + c \end{cases} \quad (16)$$

3 电液控制系统和软件设计

3.1 电液控制系统设计

电液控制系统结构如图 10(图中 LF、RF、LR、RR 表示左前、右前、左后、右后液压缸)所示。其中液压系统包括液压泵、过滤器、溢流阀、电磁换向阀、单向节流阀和液压缸。液压缸是底盘升降机构的动力来源,底盘提升时,液压缸克服重力做功,运动速度较慢,底盘降低时,液压缸运动方向与底盘重力在液压缸上的作用力同向,导致底盘失重,下降速度过快,在液压缸回油路设置单向节流阀可在回油腔形成背压,防止失重发生。在阀块输入端并联溢流阀可以限制系统最高压力,防止液压缸到达极限位置后造成系统压力过高。电磁换向阀是三位四通电磁换向阀,滑阀机能为 J 型结构,作用是控制液压缸的启停以及运动方向的改变。

电气系统由位移传感器、姿态传感器、底盘姿态

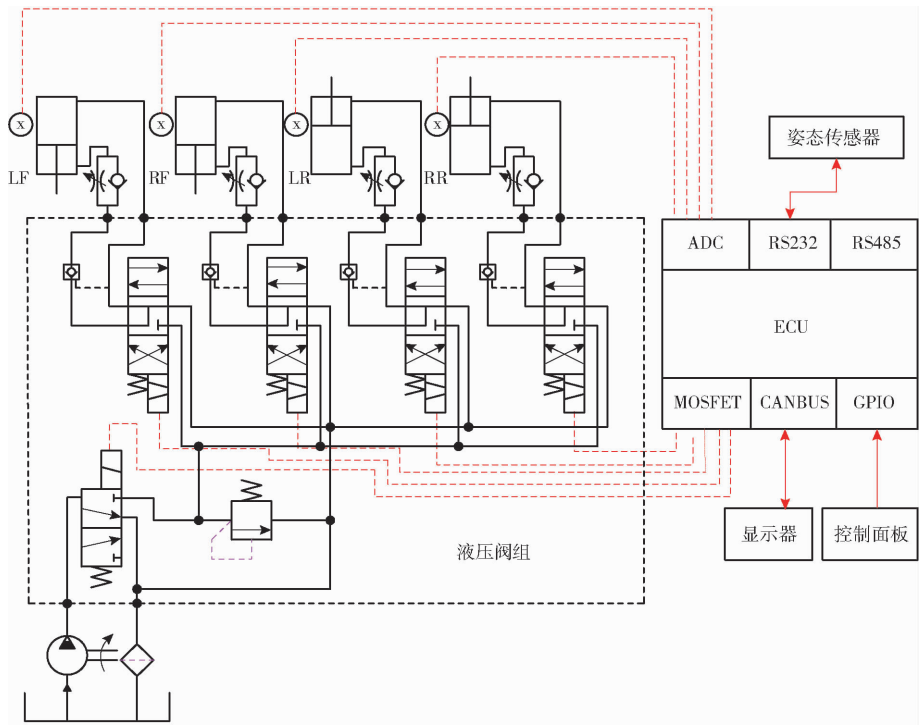


图 10 电液控制系统原理图

Fig. 10 Diagram of electrohydraulic control system

控制器、显示器以及控制手柄组成。位移传感器用来采集油缸的位移,并将油缸的位移转换为电压信号传入控制器。底盘横向与纵向倾斜状态使用 SINDT 双轴倾角传感器测量结果通过 RS232 传给底盘姿态控制器。显示器用来显示传感器数据和调节系统参数。调节手柄包括底盘倾斜调整手柄、底盘升降调节手柄和模式切换按钮,用来手动调节底盘姿态。底盘姿态控制器基于 STM32F103C8T6 单片机设计,集成了 ADC 集成转换电路、光电隔离输入电路、MOSFET 输出电路以及 RS232、RS485 和 CAN 通信电路。

3.2 软件设计

控制程序使用 C 语言开发,运行平台为 STM32F103C8T6 单片机。系统运行后,先读取位移传感器的数据,通过预先标定的数学模型计算出每个油缸的目标位移。读取姿态传感器的数据,根据通信协议从中获取底盘的俯仰角与横滚角。读取面板手柄的数据,将其转换为底盘动作指令。然后根据当前的工作模式调用相应的调平子程序,对底盘姿态进行调节,最后所有数据通过 CAN 总线发送到显示器进行显示与保存。

底盘姿态调节子程序分为自动调节与手动调节两种控制模式。在手动调节控制模式下,姿态调节必须通过 4 个油缸联合动作才能实现,在程序中预先设置 6 种姿态调节动作,分别是:整体上升、整体下降、前升后降、前降后升、左升右降和左降右升。

其中,前 2 种动作由底盘升降摇杆控制,后 4 种动作由底盘倾斜摇杆控制。6 种动作优先级依次由高到低排列,在一个程序循环过程中,若产生多个动作响应,只有高优先级的动作可以被执行到,若无任何动作响应,则 4 个油缸全部停止。

在自动调节模式下,处理器先将位移传感器的数据转换为油缸的工作状态,该状态共分为上限位、下限位、正常 3 种。然后将底盘的倾斜数据转换为液压缸的位移增量,最后依次对每个油缸增量进行判断,输出油缸的运动状态,油缸驱动底盘向水平状态调节。自动调节流程如图 11 所示。

4 试验

4.1 评价方法

由于全向调平底盘调平性能缺乏相应的评价标准,本文使用底盘倾斜度评价全向调平底盘调平性能,并针对静态调平与动态调平提出相应的评价参数。静态调平性能评价参数包括控制器调节时间和倾斜度调节误差,动态调平性能评价参数包括倾斜度均值和标准差。

底盘倾斜度由底盘俯仰角与横滚角计算得到,计算公式为

$$\gamma_k = \sqrt{\alpha_k^2 + \beta_k^2} \tag{17}$$

式中 α_k —— k 时刻测量的底盘俯仰角, (°)
 β_k —— k 时刻测量的底盘横滚角, (°)
 γ_k —— k 时刻的底盘倾斜度, (°)

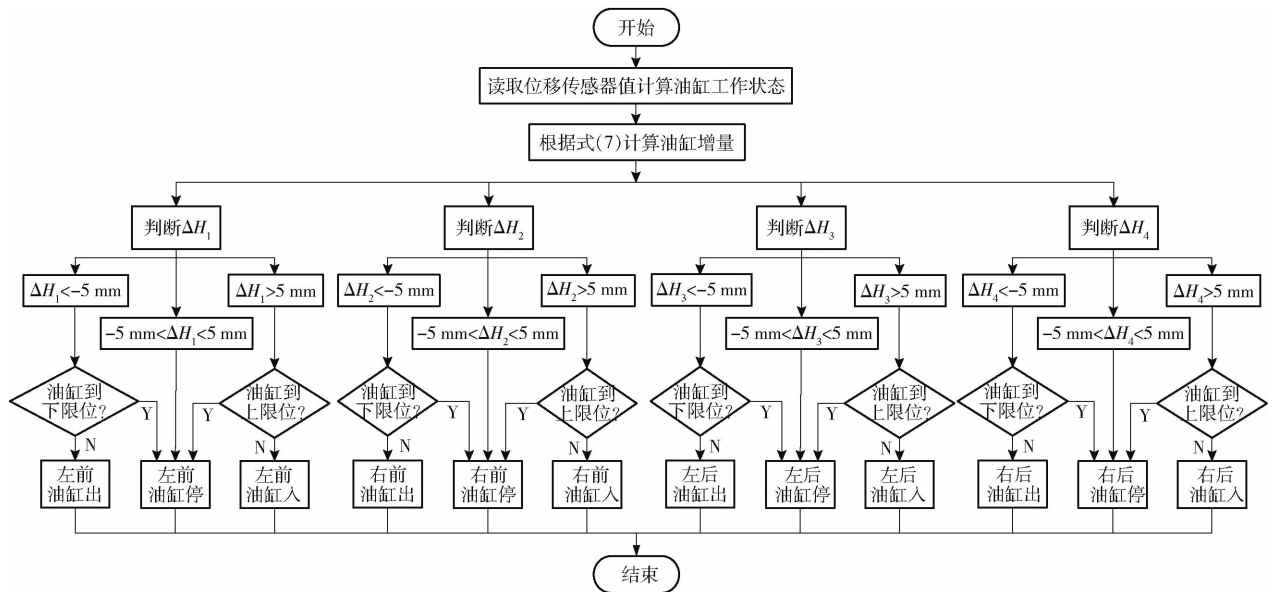


图 11 自动调节流程图

Fig. 11 Flow chart of auto control mode

静态调平评价参数计算公式为

$$t = 10(k_e - k_s) \tag{18}$$
$$\gamma_e = \frac{\sum_{k=k_e}^{k_e+20} \gamma_k}{20} \tag{19}$$

式中 t ——控制器调节时间, s
 k_s ——系统调节开始时记录的俯仰角与横滚角的采样点数
 k_e ——系统调节完成时记录的俯仰角与横滚角的采样点数
 γ_e ——倾斜度调节误差, (°)
动态调平评价参数计算公式为

$$\bar{\gamma} = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^N \gamma_k \tag{20}$$
$$S_\gamma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=0}^N (\gamma_k - \bar{\gamma})^2} \tag{21}$$

式中 $\bar{\gamma}$ ——倾斜度均值, (°)
 S_γ ——倾斜度标准差, (°)
 N ——单次试验记录数据总点数

4.2 静态调平试验

静态试验在平坦无倾斜的水泥地上进行, 主要考察底盘的静态调平性能。试验时, 将底盘调节到前最低、后最低、左最低、右最低、左前最低、右前最低、左后最低、右后最低 8 种倾斜状态, 然后开启自动调平功能, 底盘开始自动从倾斜状态调节到水平状态, 待底盘状态稳定后, 关闭自动调节功能。上位机通 USBCAN-E 型 CAN 总线分析仪采集底盘俯仰角 α_k 与横滚角 β_k , 根据式 (17) 计算底盘倾斜度 γ_k , 并绘制如图 12 所示倾斜度变化曲线。

由图 12 可知, 当底盘从前最低、后最低、右最低、左最低、左前最低、右前最低、左后最低、右后最低 8 种倾斜状态开始调平时, 初始倾斜度分别为 5.9°、5.4°、6.0°、5.5°、5.2°、4.9°、4.2°、4.6°, 调节时间为 4.5、4.0、8.2、6.0、3.0、2.8、1.8、3.2 s, 倾斜度调节误差为 0.32°、0.25°、0.46°、0.08°、0.61°、0.67°、0.47°、0.67°。调平时间最短为 1.8 s, 最大为 8.2 s, 平均调节时间 4.2 s。倾斜度调节误差最大值为 0.67°, 最小值为 0.08°, 均值为 0.36°。所有调节过程中均未出现超调与振荡现象。对比其他调节过程, 图 12c 调节过程中, 倾斜度变化曲线存在多个转折点, 是由于底盘上没有安装工作部件, 重心位于右前方 (发动机附近), 导致左后方无法着地, 四点支撑结构破坏, 系统多次调节与修正才能调平, 使得倾斜度变化曲线出现多个转折点, 增加了系统调节时间。在实际应用中, 底盘后方装有工作部件与配重块, 不会出现“虚腿”现象。试验中由于手动调节误差, 底盘倾斜度初始值只是接近最大值, 部分方位并未达到最大值。

4.3 动态调平试验

对底盘进行动态调平试验, 主要考察底盘在田间作业的可靠性。试验于 2019 年 8 月在山东临沂粮民农场进行 (图 13), 试验选取坡地、畦沟田块、水田等 3 种常见地面进行自动调平控制、手动调平控制、固定地隙调平控制 (手动控制模式下将底盘离地间隙调节到最高) 3 种作业模式的对比试验。试验坡地倾斜度为 10°, 试验畦沟田块长 5 m、宽 0.8 m、沟深为 10~15 cm, 试验水田为连续降雨后的湿软田, 长度为 10 m。试验时, 将试验底盘以作业挡位从起点行驶至终点, 平均速度 2.5 km/h, 然后

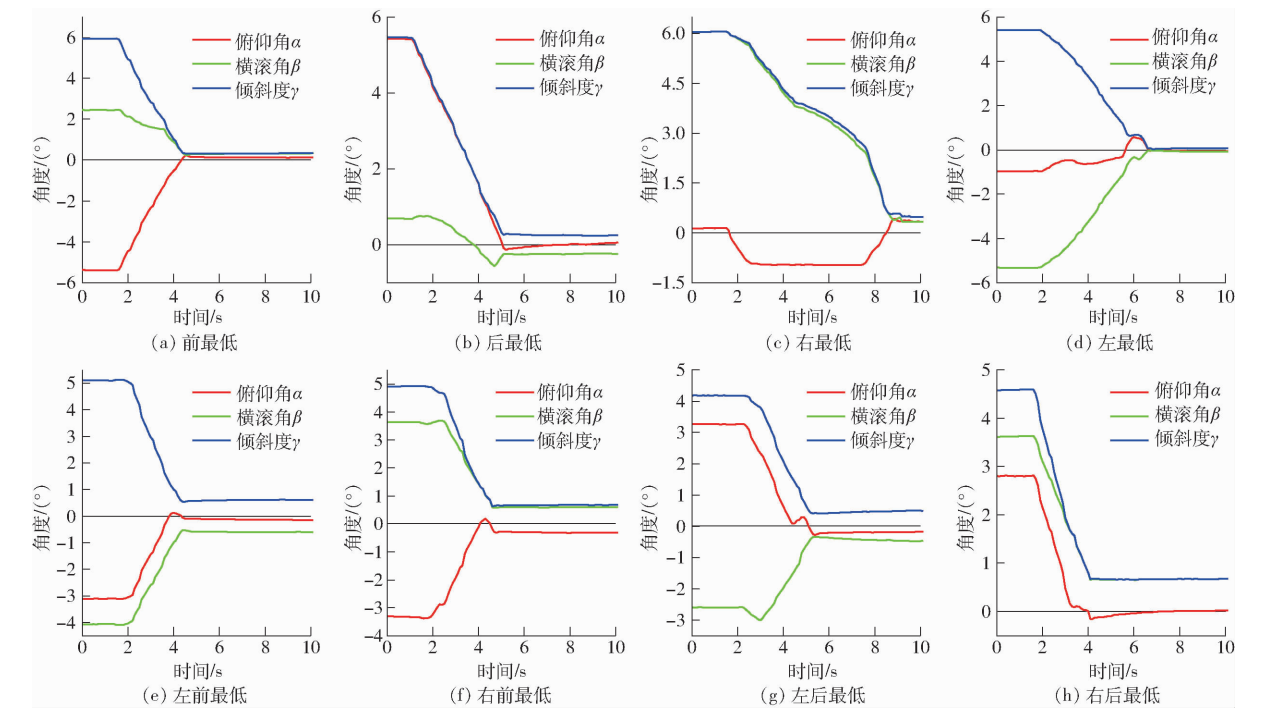


图 12 静态调平试验结果

Fig. 12 Static experiment site



图 13 样机田间试验

Fig. 13 Prototype field experiment

不转向原路倒回至起点。试验数据使用组态屏记录,并根据式(20)、(21)计算出底盘的倾斜度均值与标准差。

如表3所示,在坡地与畦沟田块试验中,固定地隙调平模式下倾斜度均值分别为7.1°、6.3°,标准差分别为3.2°、2.7°,说明地形有倾斜且起伏较大。自动调平控制模式下倾斜度均值分别为1.2°、2.7°,标准差分别为0.9°、1.8°,倾斜度均值与标准差均小于固定地隙调平模式,表明自动调节系统可

表 3 田间试验测试结果

Tab.3 Field experiment results (°)

类型	倾斜度均值			倾斜度标准差		
	自动调	手动调	固定地隙	自动调	手动调	固定地隙
	平控制	平控制	调平控制	平控制	平控制	调平控制
坡地	1.2	2.7	7.1	0.9	2.6	3.2
畦沟田块	2.7	3.9	6.3	1.8	2.6	2.7
水田	0.8	2.7	4.7	0.6	1.0	0.9

以改善底盘的倾斜状态,提高底盘的稳定性。手动调平控制模式下,倾斜度标准差与固定地隙调平模式相比没有明显改进,倾斜度均值介于自动调平控制与固定地隙调平控制两种模式之间,说明手动调平控制模式有一定的调节作用,但调节稳定性较差。在水田试验中,3种调平控制模式下,底盘倾斜度标准差分别为0.6°、1.0°、0.9°,差异较小,倾斜度均值为0.8°、2.7°、4.7°,差异较大,说明地表有倾斜,但地形起伏较小,自动调平控制模式下倾斜度均值小于1°,调平效果优于坡地与畦沟田块,表明在地形起伏较小的条件下,自动调平控制系统调平性能更好,田间试验表明全向调平底盘可以提高联合收获机对不平坦地表的适应性。

5 结论

(1)设计了一种联合收获机全向调平底盘,在联合收获机底盘倾斜时可实现自动与手动调平控制。自动调平控制与手动调平控制两种调平模式可根据作业需求一键切换。该底盘纵向调节范围为-5°~7°,横向调节范围为-6.5°~6.5°,底盘最大提升高度为130 mm。

(2)静态调平试验表明,在前最低、后最低、左最低、右最低、左前最低、右前最低、左后最低、右后最低8种倾斜状态下,底盘倾斜度调节误差最大值为0.67°,平均调节时间为4.2 s。

(3)动态调平试验针对自动调平控制、手动调平控制和固定地隙调平控制3种调平控制模式进行

了坡地、畦沟田块、水田等地形下的调平对比试验。在坡地与畦沟田块试验中,自动调平控制模式可以改善底盘的倾斜状态,提高底盘的稳定性,手动调平控制模式有一定的调节作用,但调节稳定性较差。在水田试验中,自动调平控制模式调平效果优于坡地与畦沟田块,说明在地形起伏较小的条件下,自动调平控制系统调平效果更好。动态调平试验表明,自动调平系统可以减小底盘的倾斜度,提高底盘的稳定性,增强联合收获机对不平坦地表的适应性。

参 考 文 献

[1] 宋建武,刘恒新. 加快突破丘陵山区农业机械化的发展瓶颈[J]. 中国农机化, 2010,31(2): 16 – 19.
SONG Jianwu, LIU Hengxin. Speed up breaking bottlenecks of the hilly agricultural mechanization development[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2010,31(2): 16 – 19. (in Chinese)

[2] 姚呈祥,袁建宁,潘金坤. 橡胶履带联合收获机仿形底盘行走系统设计与仿真[J]. 中国农机化学报, 2020, 41(2):107 – 113.
YAO Chengxiang, YUAN Jianning, PAN Jinkun. Design and simulation analysis of the terrain adaptive chassis' s walking system of rubber track combine harvester[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2020, 41(2):107 – 113. (in Chinese)

[3] 施新. 自走式玉米联合收获机车身调平系统研究[D]. 长春:吉林大学, 2017.
SHI Xin. Study on the leveling system of the body in a self-propelled corn combine harvester[D]. Changchun: Jilin University, 2017. (in Chinese)

[4] LEE S S, OH K S, HWANG H, et al. Automatic leveling control system for combine[J]. IFAC Proceedings Volumes, 2000, 33(29): 255 – 258.

[5] 黄雄辉,陈鹤,陈卫灵. 果园高架升降平台结构的有限元分析及模拟仿真[J]. 现代农业装备, 2019, 40(4): 19 – 23.
HUANG Xionghui, CHEN He, CHEN Weiling. Finite element analysis and simulation of orchard elevated lifting platform[J]. Modern Agricultural Equipments,2019, 40(4): 19 – 23. (in Chinese)

[6] 杨径,陆华忠,李君,等. 果园升降平台调平机构建模与仿真[J]. 农机化研究, 2018, 40(5): 111 – 116.
YANG Jing, LU Huazhong, LI Jun, et al. Modeling and simulation of orchard self-leveling mechanism [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(5): 111 – 116. (in Chinese)

[7] 王小龙,谢方平,刘大为,等. 果园升降平台调平装置的设计与试验[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2014, 40(5):548 – 551.
WANG Xiaolong, XIE Fangping, LIU Dawei, et al. Design and experiment for the leveling device of the orchard lifting platform [J]. Journal of Hunan Agricultural University(Natural Sciences), 2014, 40(5): 548 – 551. (in Chinese)

[8] 王永振,樊桂菊,宋月鹏,等. 果园升降平台自动调平控制系统设计[J]. 中国农机化学报, 2017, 38(1): 96 – 101.
WANG Yongzhen, FAN Guiju, SONG Yuepeng, et al. Design of automatic leveling control system for orchard lifting platform [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2017, 38(1): 96 – 101. (in Chinese)

[9] 马俊,温浩军,蔡海啸,等. 高地隙喷杆喷雾机喷架设计及分析[J]. 农机化研究, 2019, 41(12): 98 – 102.
MA Jun, WEN Haojun, GOU Haixiao, et al. Design and analysis of spray frame for high altitude gap spray rod sprayer[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2019, 41(12): 98 – 102. (in Chinese)

[10] 张盟,胡炼,可欣荣,等. 水田自走式喷雾机喷杆自动调平系统设计与试验[J]. 农机化研究, 2019, 41(10): 45 – 51.
ZHANG Meng, HU Lian, KE Xinrong, et al. Design and experiment of boom automatic leveling control system for self-propelled paddy sprayer[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2019, 41(10): 45 – 51. (in Chinese)

[11] 彭凯,蒋蕪,胡文武,等. 旋耕机三点悬挂机具调平机构的研制与试验[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2015, 41(6): 676 – 679.
PENG Kai, JIANG Pin, HU Wenwu, et al. Design and test on the leveling mechanism of three point linkage for rotary tiller [J]. Journal of Hunan Agricultural University(Natural Sciences), 2015, 41(6): 676 – 679. (in Chinese)

[12] 周浩,胡炼,罗锡文,等. 旋耕机自动调平系统设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(增刊): 117 – 123.
ZHOU Hao, HU Lian, LUO Xiwen, et al. Design and experiment on auto leveling system of rotary tiller[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(Supp.): 117 – 123. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2016s018&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.S0.018. (in Chinese)

[13] 王佳文,杨自栋. 自动调平喷杆式喷药机设计与试验研究[J]. 农机化研究, 2016, 38(7): 162 – 166.
WANG Jiawen, YANG Zidong. Design and experimental research on automatic levelling boom sprayer [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2016, 38(7): 162 – 166. (in Chinese)

[14] 于志成,王熙. 水田复式整地机自动调平装置的设计与研究[J]. 农机化研究, 2017, 39(8): 175 – 179.
YU Zhicheng, WANG Xi. The research and design of automatic leveling device of tillage equipment in paddy field[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2017, 39(8): 175 – 179. (in Chinese)

[15] 王学良. 丘陵山地四履带底盘及自动调平装置的设计与试验[D]. 泰安:山东农业大学, 2019.
WANG Xueliang. Design and test of four track chassis and automatic leveling device in hilly and mountain areas[D]. Taian: Shandong Agricultural University, 2019. (in Chinese)

[16] 张艳杰. 山地履带拖拉机姿态调整试验装置的设计与试验[D]. 杨凌:西北农林科技大学, 2018.
ZHANG Yanjie. Design and test of an attitude adjustment experiment device of the hillside crawler tractor[D]. Yangling: Northwest A&F University, 2018. (in Chinese)

[17] 彭贺,马文星,王忠山,等. 丘陵山地拖拉机机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)
- [18] 齐文超,李彦明,张锦辉,等. 丘陵山地拖拉机车身调平双闭环模糊 PID 控制方法[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(10): 17–23.
- QI Wenchao, LI Yanming, ZHANG Jinhui, et al. Double closed loop fuzzy PID control method of tractor body leveling on hilly and mountainous areas[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(10): 17–23. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20191002&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.10.002. (in Chinese)
- [19] 齐文超,李彦明,陶建峰,等. 丘陵山地拖拉机姿态主动调整系统设计与实验[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(7): 381–388.
- QI Wenchao, LI Yanming, TAO Jianfeng, et al. Design and experiment of active attitude adjustment system for hilly area tractors[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(7): 381–388. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20190742&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.07.042. (in Chinese)
- [20] 刘平义,王春燕,李海涛,等. 丘陵山区农用仿形行走动态调平底盘设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(2): 74–81.
- LIU Pingyi, WANG Chunyan, LI Haitao, et al. Terrain adaptive and dynamic leveling agricultural chassis for hilly area[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(2): 74–81. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180210&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.02.010. (in Chinese)
- [21] 徐立章,荆博,李耀明. 联合收获机可升降履带式底盘: CN208191398U[P]. 2018–12–07.
- [22] JING Bo, XU Lizhang. Design and simulation of liftable crawler chassis for combine harvester[J]. Journal of Advances in Agriculture, 2018, 8(1): 1476–1487.
- [23] 杨宇静. 重型平板车自动调平控制系统的研究[D]. 秦皇岛:燕山大学, 2015.
- YANG Yujing. Research of leveling control system of heavy duty flat vehicle[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2015. (in Chinese)
- [24] 廖汉元,孔建益,李佳. 平面两自由度铰链五杆机构的类型及判别[J]. 湖北工业大学学报, 2006(3): 4–6.
- LIAO Hanyuan, KONG Jianyi, LI Jia. The types of 5-bar linkage with two-degree of freedom and their differentiation[J]. Journal of Hubei University of Technology, 2006(3): 4–6. (in Chinese)
- [25] 雷经发,扈静,魏涛. 基于 MATLAB 的平面四杆机构运动学分析[J]. 机械工程师, 2009(9): 76–78.
- LEI Jingfa, HU Jing, WEI Tao. Kinematic analysis of the planar four bar linkage mechanism based on MATLAB[J]. Mechanical Engineer, 2009(9): 76–78. (in Chinese)

(上接第 392 页)

- [15] 刘志刚,李瑞川,李政平,等. 自走式喷雾机底盘液压传动系统设计[J]. 机床与液压, 2019, 47(4): 72–75.
- LIU Zhigang, LI Ruichuan, LI Zhengping, et al. Design of hydraulic transmission system for self-propelled sprayer's chassis[J]. Machine Tool & Hydraulic, 2019, 47(4): 72–75. (in Chinese)
- [16] 张国远. 高地隙自走式平台四轮转向系统的研究和设计[D]. 杨凌:西北农林科技大学, 2016.
- ZHANG Guoyuan. Research and design of four wheel steering system of high clearance self-propelled platform[D]. Yangling: Northwest Agriculture & Forestry University, 2016. (in Chinese)
- [17] 马帅超. 四轮高地隙田间作业车独立转向系统的设计与研究[D]. 郑州:河南农业大学, 2018.
- MA Shuaichao. Design and research of independent steering system for four wheel high clearance operation vehicle[D]. Zhengzhou: Henan Agricultural University, 2018. (in Chinese)
- [18] 曾山,刘竣,罗锡文,等. 水田高地隙喷雾机轮履复合动力底盘的设计与试验[J]. 华南农业大学学报, 2019, 40(5): 14–22.
- ZENG Shan, LIU Jun, LUO Xiwen, et al. Design and experiment of wheel-track compound power chassis for high clearance sprayer in paddy field[J]. Journal of South China Agricultural University, 2019, 40(5): 14–22. (in Chinese)
- [19] 李泽,石毅新,蒋蕻,等. 高地隙通用作业底盘的设计与试验[J]. 食品与机械, 2018, 34(2): 100–105.
- LI Ze, SHI Yixin, JIANG Pin, et al. Design and experimental research of high clearance universal operation chassis[J]. Food & Machinery, 2018, 34(2): 100–105. (in Chinese)
- [20] 韩京清. 自抗扰控制技术 估计补偿不确定因素的控制技术[M]. 北京:国防工业出版社, 2008.
- [21] OGATA K. Modern control engineering[M]. 5th ed. Boston: Prentice-Hall, 2010.
- [22] HAN J. From PID to active disturbance rejection control[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(3): 900–906.
- [23] SU Y X, ZHENG C H, DUAN B Y. Automatic disturbances rejection controller for precise motion control of permanent-magnet synchronous motors[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2005, 52(3): 814–823.
- [24] MADONSKI R, GAO Z, LAKOMY K. Towards a turnkey solution of industrial control under the active disturbance rejection paradigm[C]//2015 54th Annual Conference of the Society of Instrument and Control Engineers of Japan (SICE). Hangzhou, China: IEEE, 2015: 616–621.
- [25] LIJUN W, CHAONAN T, YIXIN Y, et al. Active disturbance rejection controller for monitor AGC system with large time delay[C]//Proceedings of the 29th Chinese Control Conference (CCC). Beijing, China: IEEE, 2010.