doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.12.009

电驱无人农用动力装备设计与试验

王林泽[1,2]　李庆敏[3]　周坤雷[4]　温昌凯[1,2]　栗晓宇[1,2]　宋正河[1,2]　杜岳峰[1,2]

(1.中国农业大学工学院,北京 100083;2.智能农业动力装备全国重点实验室,北京 100083;
3.潍坊职业学院汽车工程学院,潍坊 262737;4.北京天顺长城液压科技有限公司,北京 100083)

摘要:针对目前农用轮式动力装备适应性差、运动不灵活、环境友好性不足等问题,面向设施园艺农业生产中的播种、中耕、植保、运输等环节作业需求,提出了一种具有铰接式车架和独立四轮驱动与转向轮组的多模式驱动控制转向无人农用动力装备。动力装备总体结构包括铰接式车架、独立驱动转向轮组、中置悬挂装置和电控系统,具备两轮转向、四轮转向、原地转向和蟹行转向等多种转向模式。对驱动电机、转向电机、PTO 电机、动力电池等动力系统关键部件进行了匹配计算。分析了农用动力装备在多种转向模式下的动力学特性,建立了多模式动力学模型。机电控制系统采用分层式驱动控制方法,并以行驶速度、转向性能、爬坡性能、耕深稳定性和续航性能作为评价指标,开展了多组田间试验。试验结果表明,农用动力装备行驶速度均值为 9.67 km/h,四轮阿克曼转向最小转向半径为 1 715.5 mm,最大爬坡度为 15°,耕深稳定性系数为 94.62%,续航时间为 2.18 ~ 2.77 h,具备良好转向特性、可通过性及作业稳定性,可为高端中小型智能农机装备设计提供理论基础和技术支撑。

关键词:轮式动力装备;四轮驱动与转向;铰接式车架;多模式驱动控制

中图分类号:S219.03　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)12-0110-11　　**OSID**:

Design and Experiment of Electric Unmanned Agricultural Power Equipment

WANG Linze[1,2]　LI Qingmin[3]　ZHOU Kunlei[4]　WEN Changkai[1,2]　LI Xiaoyu[1,2]　SONG Zhenghe[1,2]　DU Yuefeng[1,2]

(1. *College of Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *State Key Laboratory of Intelligent Agricultural Power Equipment*, *Beijing* 100083, *China*
3. *School of Automotive Engineering*, *Weifang Vocational College*, *Weifang* 262737, *China*
4. *Beijing Tsun Greatwall Hydraulic R&D Co., Ltd.*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract: Aiming at the problems of poor terrain adaptability, inflexible movement and insufficient environmental friendliness of the current power equipment, a four-wheel multi-mode steering electric unmanned agricultural power equipment with an articulated frame and an independently driven steering wheel set was proposed to meet the operational needs of sowing, tillage, plant protection, transportation and other links in facility horticultural agricultural production. Firstly, the overall structure of the power equipment consisted of an articulated frame, an independently driven steering wheel set, a central suspension device and an electronic control system. It supported multiple steering modes, including two-wheel steering, four-wheel steering, on-the-spot steering and crab steering. Next, matching calculations were performed on key components of the power system, such as the drive motor, steering motor, PTO motor, and power battery. Subsequently, the dynamic motion characteristics of the agricultural power equipment under various steering modes were analyzed, and a multi-mode dynamic model was established. Finally, a hierarchical drive control method was applied in the mechatronic control system, and multiple field tests were carried out with driving speed, steering performance, climbing performance, stability of tillage depth, and endurance performance as evaluation indices. The test results showed that the equipment achieved an average driving speed of 9.67 km/h, the minimum turning radius of 1 715.5 mm under four-wheel Ackerman steering, the maximum climbing grade was 15°, the coefficient of the tillage depth stability was 94.62%, and the battery runtime was 2.18 ~ 2.77 h. The equipment demonstrated

收稿日期:2025-08-08　修回日期:2025-09-08

基金项目:山东省重点研发计划项目(2025CXPT159)和国家重点研发计划项目(2024YFD2001302)

作者简介:王林泽(1997—),男,博士生,主要从事智能装备数字孪生技术研究,E-mail:b20233070657@cau.edu.cn

通信作者:杜岳峰(1984—),男,副教授,博士生导师,主要从事智能装备数字孪生与农业装备数字化研究,E-mail:dyf@cau.edu.cn

excellent steering characteristics, passability, and operational stability, providing theoretical and technical support for the design of advanced small- and medium-sized intelligent agricultural machinery equipment.

Key words: wheel-driven power equipment; four-wheel drive and steering; articulated frame; multi-mode drive control

0　引言

在全球人口持续增长与耕地资源日益紧张的双重压力下,现代农业正加速向高效、精准、绿色可持续方向转型[1-2]。作为农业生产的核心支撑,农用动力装备的电动化水平与运动灵活性直接影响农业生产质量与效率。然而,传统轮式、履带拖拉机等农业动力装备采用燃油驱动系统,对不可再生能源的需求较大,柴油燃烧产生 CO、CO_2、NO_x 及颗粒物(PM10 和 PM2.5),会严重降低空气质量并造成温室效应[3-4]。此外,在设施园艺等小地块环境下,传统拖拉机受限于其刚性结构和转向方式,普遍存在运动不灵活、转弯性能差等问题,导致作业效率低下。

随着新能源和智能控制技术的快速发展,在农业生产领域,涌现出很多新型农业动力装备[5-6],以满足播种[7]、喷涂[8]、修剪[9]、作物监测[10]和收获[11]等不同生产需求。CHEN 等[12]设计了一款小型电动拖拉机,配备 2 台 7.5 kW 感应电机,作业时间可达 3.5 h。DENG 等[13]借鉴传统拖拉机构型,开发了一种分布式驱动电动拖拉机,并为其设计了底盘驱动系统,同时研究了该拖拉机在水田和旱田等不同工况下的动态性能。HAN 等[14]采用双电机驱动方案,设计了一种小型电动果园拖拉机,并通过田间测试验证了其在犁地和旋耕等高负载工况下的良好表现。BAEK 等[15]设计了一款电动四轮驱动拖拉机,该拖拉机通过四轮驱动系统设计,显著提升了在复杂地形和高负载条件下的牵引性能。然而,上述基于传统拖拉机构型的电动化方案,虽解决了动力源的污染问题,却未突破其刚性车架等固有结构的限制,导致其在运动灵活性与复杂地形适应性方面仍存在明显局限。

与用于动力输出的电动拖拉机不同,小型和低成本的机器人多用于田间管理作业。LIN 等[16]针对小麦精准播种的特定工作环境和农艺需求,开发了一款具备 4 轮驱动和 4 轮转向功能机器人,该机器人采用 4 个相同车轮模块,每个模块都能实现转向和驱动。徐圣林等[17]面向小麦表型信息获取作业场景,设计了一种四轮独立驱动转向农业机器人,通过采用摆臂平衡机构,有效提升了农业机器人的行驶稳定性。WU 等[18]开发了一款先进的除草机器人,该机器人集成了作物和杂草检测算法,能在不同地形条件和作物生长阶段进行精准的机械和化学除草。潘宇真等[19]基于模块化理论设计了一款多场景农业机器人,通过搭载不同模块化农机设备,可实现多种作物的监测、授粉、药物喷洒、采摘收获等任务。综上,这类小型农业机器人虽在机动性与特定场景作业(如信息采集、轻量化管理)方面展现出显著优势,但其动力输出有限,承载能力较弱,难以满足如旋耕、犁耕等高负荷作业要求,也难以在复杂地形条件下保持稳定作业。

在现代农业生产中,设施园艺等小地块空间受限于作业环境,对农用动力装备提出了更为严苛的要求。此类地块内作业路径复杂且空间狭小,要求动力装备在保持结构紧凑性的同时,具备良好的环境适应性与动态响应能力。因此,亟需突破传统结构设计与驱动布局,以全面提升装备在非结构化环境中的通过性和运动灵活性,从而满足不同作业任务对机动性、稳定性和效率的综合要求。

本研究集成先进机构设计、绿色环保与智能控制技术,设计一种电驱无人农用动力装备。重点围绕创新构型设计、动力系统匹配与分层式机电控制系统展开研究,提出多模式驱动与转向协同控制方法,并进行样机田间试验验证,以期为高端小型智能农机装备研发提供技术支撑。

1　动力装备构型方案

1.1　总体方案

设施园艺农业地块面积有限且地面平整度差,对动力装备的地形适应性和运动灵活性提出了更高要求。针对这一需求,设计了一种电驱无人农用动力装备(图 1),主要由铰接式车架、独立驱动转向轮组、动力电池、中置悬挂装置以及整车电控系统组成,主要技术参数如表 1 所示。

1.2　铰接式车架方案

铰接式车架是电驱无人农用动力装备的核心结构单元,由上车架、铰接装置和下车架组成,其结构如图 2 所示。在田间不平整路面作业时,框架铰接式设计可使装备随地形起伏自动调整姿态,保证四轮稳定着地并提升地形通过能力。遇到障碍物时,

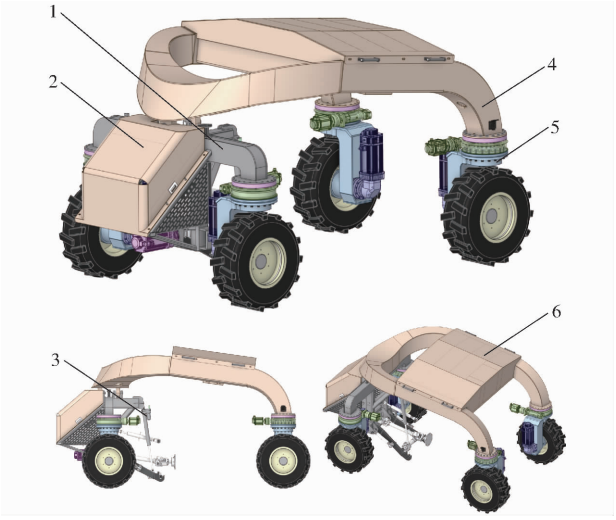

图 1 电驱无人农用动力装备结构

Fig. 1 Structural diagram of electric unmanned agricultural power equipment

1. 下车架 2. 动力电池 3. 农机具挂接系统 4. 上车架 5. 独立驱动转向轮组 6. 整车电控系统

表 1 电驱无人农用动力装备主要参数

Tab. 1 Main parameters of electric unmanned agricultural power equipment

参数	数值/形式
外型尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	4 250×2 600×2 450
整机质量/kg	≤2 000
运载质量/kg	≥600
功率/kW	43
续航时间/h	≥2
行驶速度/(km·h^{-1})	0~10
爬坡度/(°)	≥15
驱动方式	四轮独立驱动
转向方式	多模式转向

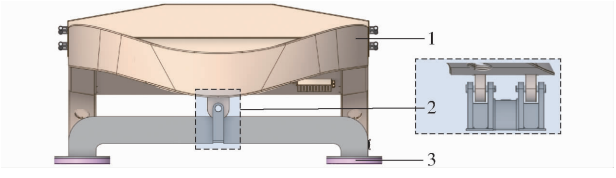

图 2 铰接式车架结构图

Fig. 2 Structural diagram of articulated frame

1. 上车架 2. 铰接装置 3. 下车架

上下车架依托铰接装置自适应转动,实现整机越障,其越障原理如图 3 所示。

如图 3 所示,当通过坑洼时,装备右前轮首先进入坑洼,铰接式车架被动调整角度以维持装备运动稳定性;在右前轮越障后而右后轮尚未进入的过渡阶段,下车架被动恢复水平姿态;随后,右后轮进入坑洼,铰接装置自适应调整上车架姿态,始终保证四轮着地,使装备顺利通过坑洼障碍。

1.3 独立驱动转向轮组方案

电驱无人农用动力装备独立驱动转向轮组安装

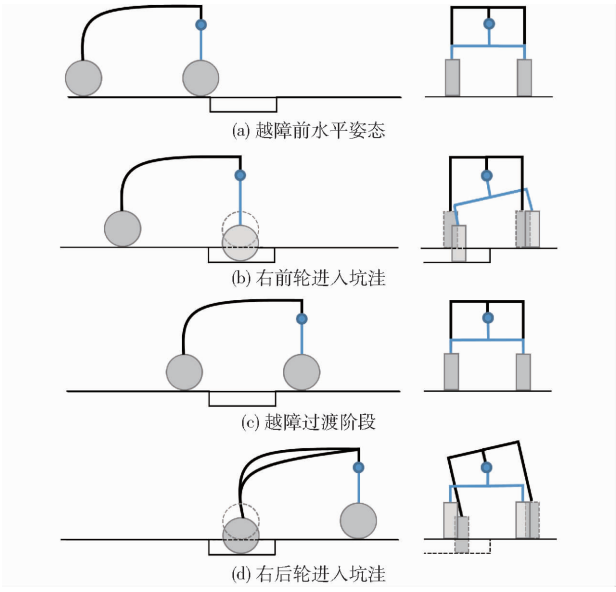

图 3 翻越坑洼障碍原理图

Fig. 3 Principle diagrams of overcoming pothole obstacles

于车架下端,其结构如图 4 所示,主要包括驱动电机、驱动减速器、转向电机、转向减速器、回转减速器、转向支撑架和轮毂。4 个车轮可以绕转向轴±90°旋转且转矩和转向独立可控。该设计使得装备能独立控制每个车轮的转向角度,从而在复杂多变路况下实现更加精准的操控。

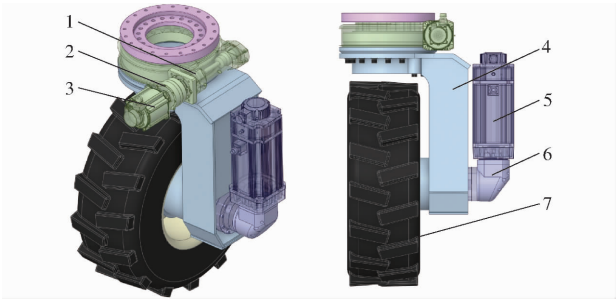

图 4 转向轮组结构示意图

Fig. 4 Structural diagram of steering wheel set

1. 回转减速器 2. 转向减速器 3. 转向电机 4. 转向支撑架 5. 驱动电机 6. 驱动减速器 7. 轮毂

基于转向轮组设计方案,装备能够实现多种转向模式,如图 5 所示。其中,图 5a、5b 为两轮转向和四轮转向模式,遵循阿克曼转向几何学原理[20],避免车轮在转向时发生侧滑,防止在转向操作中发生纵向滑移和滑转,从而提高装备稳定性和操控性,并

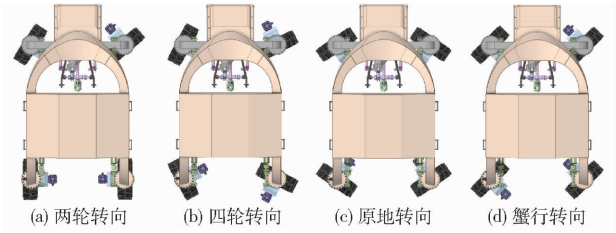

图 5 典型转向模式

Fig. 5 Typical steering patterns

最大限度地降低转向操作对土壤的破坏，并减轻轮胎磨损；图 5c 为原地转向模式，此时每个车轮的转向中心位于装备几何中心，分别控制驱动电机速度方向就可以实现装备的原地转向；图 5d 为蟹行转向模式，四轮转角大小及方向均相等，装备可以实现任何方向的平移运动，适用于狭小场地作业。装备能够根据不同的作业场景和操作需求，灵活切换多种转向模式，从而实现狭窄空间的高精度操作以及宽幅作业面的高效覆盖。

1.4　中置悬挂装置方案

为克服传统拖拉机后悬挂装置在设施园艺生产作业中面临的操作灵活性受限和土壤压实问题，本研究采用中置农机具挂接方式。同时，开发了一种能够并行工作、互不干扰且速度可调的高效动力输出装置，以确保作业机具在复杂地形下获得可靠的动力支持。中置悬挂装置结构如图 6 所示，主要由动力输出轴(PTO)电机、下拉杆、侧拉杆、电动推杆、上拉杆、传动轴和横向稳定杆组成。其中，电动推杆负责提升或下降农机具，以适应不同作业模式。通过设置独立的 PTO 驱动电机，实现装备驱动动力与 PTO 动力的解耦，以确保驱动系统和 PTO 系统并行工作、互不干扰、高效可调。

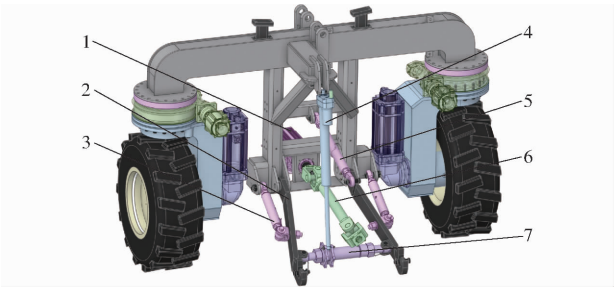

图 6　悬挂装置结构示意图

Fig. 6　Structural diagram of suspension mechanism

1. PTO 电机　2. 下拉杆　3. 侧拉杆　4. 电动推杆　5. 上拉杆　6. 传动轴　7. 横向稳定杆

2　动力系统匹配设计

2.1　驱动电机匹配设计

驱动电机作为装备动力驱动系统的核心部件，需根据不同作业工况，精确控制输出功率，确保电驱无人农用动力装备在各类作业中都能获得合适的动力输出。伺服电机具有快速动态响应特性，能够迅速达到设定位置或速度，适合于需要快速反应和精确控制的系统，因此选用伺服电机作为驱动电机。驱动电机额定功率选择应确保满足装备在多种作业工况下的动态功率需求。选取运输和犁耕 2 种典型工况，进行计算以确定装备所需的电机各项参数。

运输工况下，装备满载并以最大速度爬坡行驶时，所需总牵引功率 P_1 计算式为

$$P_1 = \frac{1}{3\,600\eta}(mg + m_1 g)(f\cos\theta + \sin\theta)v_{\max} \quad (1)$$

式中　m——装备质量，取 2 000 kg

m_1——满载载重质量，取 600 kg

g——重力加速度，取 9.8 m/s^2

f——滚动阻力系数，取 0.1[21]

θ——地面坡度角，取 5°

η——牵引效率，取 0.85

$v_{\max}$——最大速度，取 10 km/h

在犁耕作业时，所需总牵引功率 P_2 计算式为

$$P_2 = \frac{1}{3\,600\eta}[mg(f\cos\theta + \sin\theta) + zkb_0h_0]v \quad (2)$$

式中　z——犁铧数，取 2

k——土壤比阻，取 4 N/cm^2[22]

b_0——单犁铧宽度，取 30 cm

h_0——耕深，取 25 cm

v——耕作速度，取 5 km/h

电驱无人农用动力装备在各作业工况下所需最大功率 P_N 为

$$P_N = (1.1 \sim 1.2)P \quad (3)$$

式中　P——总牵引功率，P_1 或 P_2

通过计算可得运输工况所需最大功率 P_{N1} 为 18.66 kW，犁耕工况所需最大功率 P_{N2} 为 20.37 kW。为满足上述需求，单个驱动伺服电机额定功率定为 5.5 kW。驱动伺服电机参数如表 2 所示。

表 2　驱动伺服电机参数

Tab. 2　Parameters of drive servo motor

参数	数值/形式
型号	BQ1－180D55015－A1N－Z－7
额定功率/kW	5.5
额定线电压/V	72(DC)
额定线电流/峰值线电流/A	95/142.5
额定转速/峰值转速/(r·min^{-1})	1 500/2 000
额定转矩/峰值转矩/(N·m)	30.0/52.5
编码器类型	增量式 2 500 线/光编
防护等级	IP65

在作业过程中，装备通常需要配置能够在低速运行时提供较高转矩输出的动力驱动系统。因此，需在驱动伺服电机与车轮之间安装减速器，以达到减速增矩的作用。减速器减速比计算式为

$$i = \frac{2\pi Rn}{60v_1}\frac{3\,600}{1\,000} = 0.377\frac{Rn}{v_1} \quad (4)$$

式中　i——减速比

n——电机转速，r/min

R——车轮半径，取 450 mm

v_1——行驶速度，km/h

装备满载并以平稳速度爬坡行驶时,单个驱动电机所需驱动转矩为

$$T_m = T_w / i \tag{5}$$

其中
$$T_w = \frac{R}{4}(mg + m_1 g)(f\cos\theta + \sin\theta) \tag{6}$$

式中 T_m——驱动电机转矩,N·m

T_w——车轮转矩,N·m

选定的驱动电机额定转速为1 500 r/min,根据设计要求,电驱无人农用动力装备需在速度 10 km/h 下平稳行驶,确定传动比为 25。考虑装备需要满载并以速度 10 km/h 在 5°斜坡平稳行驶,单个车轮所需转矩约为 1 189.28 N·m。据此,对应所需的驱动伺服电机转矩约为 48 N·m,满足驱动伺服电机的转矩输出能力要求。最终确定驱动系统减速器减速比为 25,额定输出转矩为 1 200 N·m。驱动减速器参数如表 3 所示。

表 3 驱动减速器参数

Tab.3 Parameters of reducer

参数	数值
传动比	25
额定输出转速/峰值输出转速/(r·min^{-1})	60/80
额定输出转矩/峰值输出转矩/(N·m)	1 200/2 400
转动惯量/(kg·cm^2)	23.4

2.2 转向电机匹配设计

车轮原地转向时,转向轮组所承受的摩擦阻力转矩达到峰值。考虑到动力电池和农机具挂接装置均固定于下车架,导致前轮承受额外的垂直负荷。因此,针对原地转向工况,需对前轮转向电机进行优化匹配设计,以确保其能够提供足够动力来克服摩擦阻力转矩。单个转向电机所需转矩为

$$T_s = \frac{2G_1 g f_2 R}{3 i_2 \eta_2 i_3 \eta_3} \tag{7}$$

式中 T_s——转向电机转矩,N·m

G_1——单轮最大负荷,取 10 780 N

f_2——滑动摩擦因数,取 0.8

i_2——转向减速器减速比,取 10

i_3——回转减速器减速比,取 78

η_2——转向减速器效率,取 0.95

η_3——回转减速器效率,取 0.35

转向电机功率 P_s 计算式为

$$P_s = \frac{T_s n_s}{9\,550} \tag{8}$$

式中 n_s——转向电机额定转速,取 3 000 r/min

根据式(7)、(8)计算,得出转向电机所需最大转矩为 9.98 N·m,最大功率为 3.14 kW。转向电机参数确定是基于对车轮与地面间摩擦因数、车轮承载以及转向机构机械特性的综合考量。考虑工况环境变化,转向电机所需的额定功率应保留 10% ~ 20% 储备。选用 130TM - 15030E5 - A17 型伺服电机,额定转矩为 15 N·m,额定转速为 3 000 r/min,额定功率为 5.5 kW。此型号转向电机性能参数能满足设计要求,并可提供必要的功率储备,以应对可能的工况变化。

2.3 PTO 电机匹配设计

PTO 电机选型的核心目标是确保满足电驱无人农用动力装备在驱动各类农机具作业时的功率需求。相较于播种、除草等场景,旋耕作业对 PTO 的负荷需求最高。因此,选取旋耕机关键作业参数为基准,对 PTO 电机进行精确匹配设计与选型。旋耕机在作业过程中需克服的旋耕阻力为

$$F_d = 0.1 K_\lambda H B \tag{9}$$

式中 F_d——旋耕阻力,kN

K_λ——旋耕比阻,取 4.5 N/cm^2

H——旋耕耕深,取 10 cm

B——旋耕耕幅,取 1.1 m

旋耕机在作业过程中所需功率为

$$P_d = \frac{F_d V}{3.6} \tag{10}$$

式中 P_d——旋耕机作业所需功率,kW

V——旋耕速度,取 3 km/h

PTO 电机所需功率为

$$P_T = K \frac{P_d}{\eta_4} \tag{11}$$

式中 P_T——PTO 电机所需功率,kW

K——PTO 电机功率储备系数,取 1.2

η_4——PTO 减速器效率,取 0.95

计算可得,PTO 电机所需功率为 5.21 kW。因此,选用 BQ1 - 180D55015 - A1N - Z - 7 型伺服电机,额定转矩为 35 N·m,额定转速为 1 500 r/min,额定功率为 5.5 kW。

2.4 动力电池匹配设计

动力电池是电驱无人农用动力装备的动力源。根据无人农用动力装备的实际工况需求,选择磷酸铁锂电池作为动力电池[23]。在各典型作业工况中,旋耕工况能耗最大。为确保 PTO 电机在额定功率下持续运行,并满足整机综合续航不小于 2 h 的要求,所需电池容量为

$$Q = \frac{(nP_{NE} + P_{TE} + P_S)t}{U} \tag{12}$$

式中 Q——电池容量,A·h

P_{NE}——驱动电机功率,取 3 kW

P_{TE}——PTO 电机功率,取 5.5 kW

P_S——剩余用电设备功率，取 0.5 kW

n——驱动电机数量，取 4

U——工作电压，取 72 V

t——连续工作时间，取 2.5 h

计算可得，所需电池总容量为 625 A·h。根据电压级别、电池容量要求进行选型，选择型号为 B3 箱（105 A·h 电芯-3P20S）锂电池组，该电池组配备水冷系统以优化散热。通过将 2 套 B3 箱电池组并联，得到额定电压为 72 V、总电池容量为 630 A·h 的动力电池系统。

3　机电控制系统设计

3.1　控制系统总体方案

控制系统主要由主控制器、定位模块、电机驱动模块、驱动伺服电机、转向伺服电机和 PTO 电机等硬件组成。控制方案如图 7 所示。

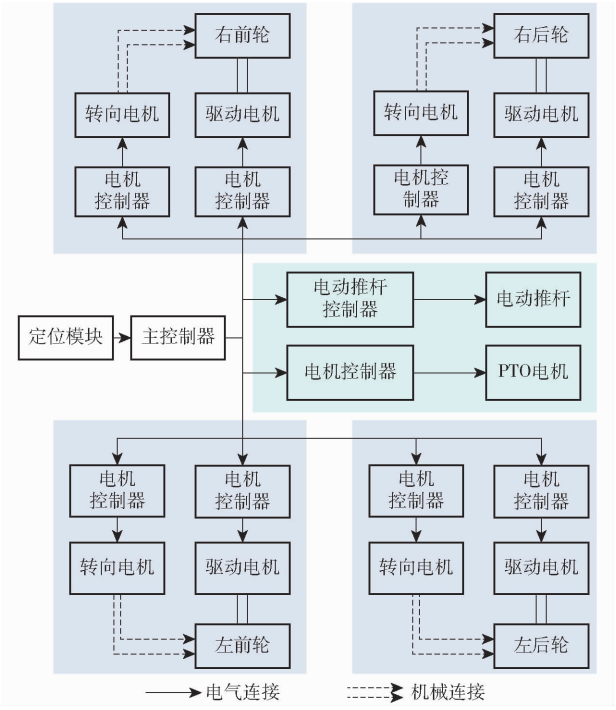

图 7　控制系统总体方案

Fig. 7　Overall scheme of control system

主控制器选择 SPC-SFMC-X2214A 型移动控制器，其具备强大的实时处理能力。主控制器获取传感器收集的信息，依照预编程算法进行数据处理，随后操纵执行器执行相应动作。定位模块选用 CGI-410 厘米级组合导航系统，其定位精度为 0.02～0.03 m，测速精度为 0.02 m/s；系统配置包括主机、2 个 GNSS 天线和 1 个 4G 天线；GNSS 天线和 4G 天线安装在上车架顶部，主机固定在上车架横梁上，通过 CAN 总线与主控制器进行通信。电机驱动模块包括 5 个 LDS90B96G-2 型伺服驱动器，工作电压为 72 V，最大输出电流为 180 A。

3.2　多模式驱动控制方法

3.2.1　多模式动力学建模

电驱无人农用动力装备配置独立驱动转向轮组，使得每个轮组的驱动转矩可以独立连续可控，极大地提升了装备可操控性。分析装备在多种转向模式下的动力学运动特性，以装备质心为坐标原点 O，建立直角坐标系，其中 X 轴沿车辆前进方向指向正前方，Y 轴垂直于 X 轴并位于前进方向左侧，Z 轴垂直于 $X-Y$ 平面并指向正上方。在考虑 4 个车轮的独立转动和转向运动情况下，装备的运动可以描述为纵向（沿 X 轴）、横向（沿 Y 轴）和横摆（绕 Z 轴）运动，共计 11 个自由度。考虑多种转向模式，建立多模式动力学模型如图 8 所示。

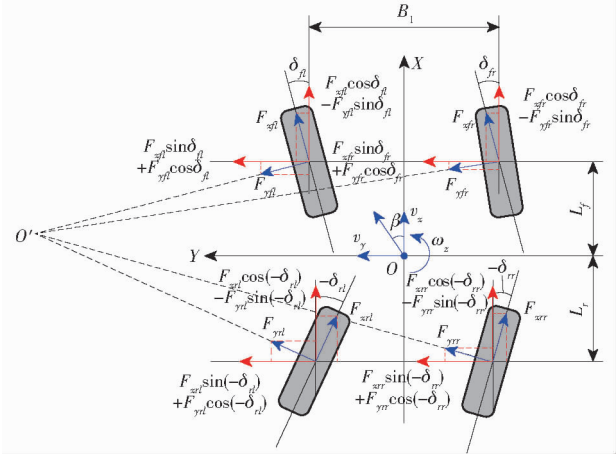

图 8　多模式动力学模型

Fig. 8　Multimodal dynamic model

依据牛顿欧拉力学原理，推导出电驱无人农用动力装备在纵向、横向以及横摆运动状态下的动力学方程为

$$m(\dot{v}_x - v_y\omega_z) = F_{xfl}\cos\delta_{fl} - F_{yfl}\sin\delta_{fl} + F_{xfr}\cos\delta_{fr} - F_{yfr}\sin\delta_{fr} + F_{xrl}\cos\delta_{rl} - F_{yrl}\sin\delta_{rl} + F_{xrr}\cos\delta_{rr} - F_{yrr}\sin\delta_{rr} \tag{13}$$

$$m(\dot{v}_y + v_x\omega_z) = F_{xfl}\sin\delta_{fl} + F_{yfl}\cos\delta_{fl} + F_{xfr}\sin\delta_{fr} + F_{yfr}\cos\delta_{fr} + F_{xrl}\sin\delta_{rl} + F_{yrl}\cos\delta_{rl} + F_{xrr}\sin\delta_{rr} + F_{yrr}\cos\delta_{rr} \tag{14}$$

$$I_z\dot{\omega}_z = -(F_{xfl}\cos\delta_{fl} - F_{yfl}\sin\delta_{fl})B_1/2 + (F_{xfr}\cos\delta_{fr} - F_{yfr}\sin\delta_{fr})B_1/2 - (F_{xrl}\cos\delta_{rl} - F_{yrl}\sin\delta_{rl})B_1/2 - (F_{xrl}\cos\delta_{rl} - F_{yrl}\sin\delta_{rl})B_1/2 + (F_{xfl}\sin\delta_{fl} + F_{yfl}\cos\delta_{fl})L_f + (F_{xfr}\sin\delta_{fr} + F_{yfr}\cos\delta_{fr})L_f - (F_{xrl}\sin\delta_{rl} + F_{yrl}\cos\delta_{rl})L_r - (F_{xrr}\sin\delta_{rr} + F_{yrr}\cos\delta_{rr})L_r \tag{15}$$

式中　v_x——纵向行驶速度，m/s

v_y——横向行驶速度，m/s

ω_z——横摆角速度，rad/s

I_z——转动惯量，取 2 609 kg·m^2

B_1——装备宽度,取 2.4 m

L_f——质心到前轴距离,取 1.02 m

L_r——质心到前轴距离,取 1.78 m

F_{xij}——各车轮纵向力,N

F_{yij}——各车轮横向力,N

δ_{ij}——各车轮转角,(°)

其中下角标 ij 为 fl 表示左前轮,fr 表示右前轮,rl 表示左后轮,rr 表示右后轮。

依据运动学原理,推算出车轮侧偏角 α 为

$$\begin{cases}\alpha_{fl}=\arctan\dfrac{v_y+L_f\omega_z}{v_x-\dfrac{B_1}{2}\omega_z}-\delta_{fl}\\ \alpha_{fr}=\arctan\dfrac{v_y+L_f\omega_z}{v_x+\dfrac{B_1}{2}\omega_z}-\delta_{fr}\\ \alpha_{rl}=\arctan\dfrac{v_y-L_r\omega_z}{v_x-\dfrac{B_1}{2}\omega_z}-\delta_{rl}\\ \alpha_{rr}=\arctan\dfrac{v_y-L_r\omega_z}{v_x+\dfrac{B_1}{2}\omega_z}-\delta_{rr}\end{cases}\tag{16}$$

车轮滑移率为

$$\lambda_{ij}=(\omega_{ij}R-v_{ij})/\max(\omega_{ij}R,v_{ij})\tag{17}$$

式中 ω_{ij}——第 ij 车轮角加速度,rad/s^2

v_{ij}——第 ij 车轮中心处线速度,m/s

考虑纵向加速度引起的前后载荷转移,可求得前后轴垂向载荷分配为

$$\begin{cases}F_{zf}=F_{zfl}+F_{zfr}=\dfrac{mgL_r-mh_m(\dot v_x-v_y\omega_z)}{L_f+L_r}\\ F_{zr}=F_{zrl}+F_{zrr}=\dfrac{mgL_f+mh_m(\dot v_x-v_y\omega_z)}{L_f+L_r}\end{cases}\tag{18}$$

式中 h_m——质心高度,取 0.46 m

F_{zf}——前轴垂向载荷,N

F_{zr}——后轴垂向载荷,N

继续考虑横向加速度引起的左右载荷转移,可求得各车轮垂向载荷分配为

$$\begin{cases}F_{zfl}=\dfrac{F_{zf}(B_1g-2a_yh_m)}{2B_1g}\\ F_{zfr}=\dfrac{F_{zf}(B_1g+2a_yh_m)}{2B_1g}\\ F_{zrl}=\dfrac{F_{zr}(B_1g-2a_yh_m)}{2B_1g}\\ F_{zrr}=\dfrac{F_{zr}(B_1g+2a_yh_m)}{2B_1g}\end{cases}\tag{19}$$

式中 a_y——横向加速度,m/s^2

车轮动力学模型(图 9)构建驱动扭矩 T_d、纵向力 F_x和滚动阻力矩 T_f之间的关系为

$$J_\omega\dot\omega_w=T_d-T_f-F_xR\tag{20}$$

式中 J_ω——车轮转动惯量,取 6.08 kg·m^2

ω_w——车轮角速度,rad/s

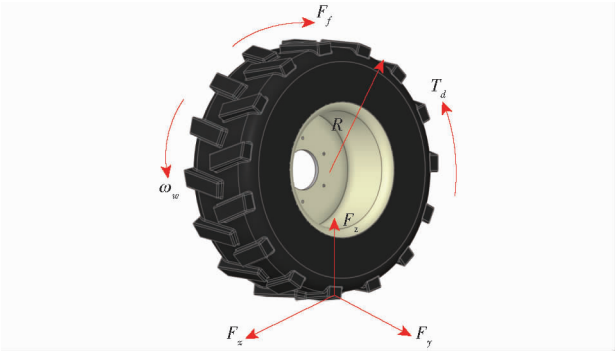

图 9 车轮动力学模型

Fig. 9 Wheel dynamics model

轮胎与土壤之间的相互作用对行驶动态响应起着至关重要的作用。因此选用 Brixius 轮土模型[24]计算轮胎纵向力 F_x,计算式为

$$F_{xij}=\left[0.88(1-\mathrm{e}^{-0.1B_n})(1-\mathrm{e}^{-7.5\lambda})-\frac{1}{B_n}-\frac{0.5\lambda}{\sqrt{B_n}}\right]F_{zij}\tag{21}$$

式中 B_n——机动性系数 λ——车辆滑移率

由于土壤发生剪切变形,轮胎所承受的侧向力受到车轮侧偏角和垂直载荷的共同影响,可表示为

$$F_{yij}=\tau_1(1-\mathrm{e}^{-\tau_2\alpha})F_{zij}\tag{22}$$

式中 τ_1——经验系数,取 0.53

τ_2——经验系数,取 0.14

α——车轮侧偏角,(°)

3.2.2 驱动控制方法

驱动控制系统包括上层控制器和下层控制器,总体方案如图 10 所示。上层控制器的作用是跟踪目标横摆角度 β_d和横摆角速度 ω_d,计算确保无人农用动力装备行驶稳定性的总纵向力 F_x和额外的偏航转矩 M_z,作为下层控制器的参考值。下层控制器的目的是合理分配四轮转矩实现 F_x和 M_z,以保证装备稳定性。

在上层控制器中,引入非线性 11 自由度车辆动

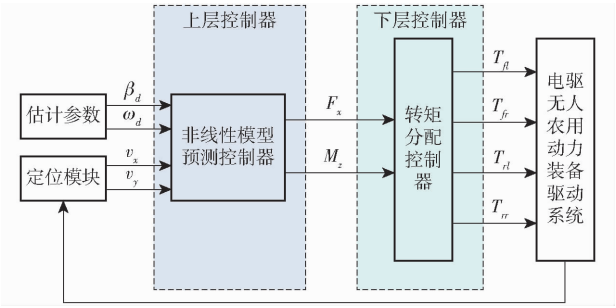

图 10 驱动控制系统方案

Fig. 10 Scheme of driving control system

力学模型，其具有较高精度，能准确反映无人农用动力装备动力学行为。通过采用非线性 11 自由度装备模型作为预测模型，上层控制器可以更真实地模拟和预测装备在不同操作条件下的动态响应。在此基础上，控制器采用非线性模型预测控制（NMPC）[25]。

根据式（13）~（20），可得非线性连续方程

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{x}}(t)=f(\boldsymbol{x}(t),\boldsymbol{u}(t))\\ \boldsymbol{y}(t)=\boldsymbol{C}\boldsymbol{x}(t)\end{cases}\tag{23}$$

其中

$$\boldsymbol{x}(t)=(v_x(t),v_y(t),\omega_z(t))^{\mathrm{T}}\tag{24}$$

$$\boldsymbol{y}(t)=(v_x(t),\beta(t),\omega_z(t))^{\mathrm{T}}\tag{25}$$

$$\boldsymbol{u}(t)=(F_x(t),M_z(t))^{\mathrm{T}}\tag{26}$$

$$\boldsymbol{C}=\begin{bmatrix}1&0&0\\0&1/v_x(t)&0\\0&0&1\end{bmatrix}\tag{27}$$

将方程（23）离散化后，可以得到时刻 k 差分方程为

$$\begin{cases}
v_x(k+1)=T_s\left[\dfrac{1}{m}(F_{xfl}\cos\delta_{fl}-F_{yfl}\sin\delta_{fl}+F_{xfr}\cos\delta_{fr}-F_{yfr}\sin\delta_{fr}+F_{xrl}\cos\delta_{rl}-F_{yrl}\sin\delta_{rl}+F_{xrr}\cos\delta_{rr}-F_{yrr}\sin\delta_{rr})+\right.\\
\qquad\left.v_y(k)\omega_z(k)\right]+v_x(k)\\
v_y(k+1)=T_s\left[\dfrac{1}{m}(F_{xfl}\sin\delta_{fl}+F_{yfl}\cos\delta_{fl}+F_{xfr}\sin\delta_{fr}+F_{yfr}\cos\delta_{fr}+F_{xrl}\sin\delta_{rl}+F_{yrl}\cos\delta_{rl}+F_{xrr}\sin\delta_{rr}+F_{yrr}\cos\delta_{rr})+\right.\\
\qquad\left.v_x(k)\omega_z(k)\right]+v_y(k)\\
\omega_z(k+1)=T_s\left\{\dfrac{1}{I_z}[-(F_{xfl}\cos\delta_{fl}-F_{yfl}\sin\delta_{fl})B_1/2+(F_{xfr}\cos\delta_{fr}-F_{yfr}\sin\delta_{fr})B_1/2-(F_{xrl}\cos\delta_{rl}-F_{yrl}\sin\delta_{rl})B_1/2-\right.\\
\qquad(F_{xrl}\cos\delta_{rl}-F_{yrl}\sin\delta_{rl})B_1/2+(F_{xfl}\sin\delta_{fl}+F_{yfl}\cos\delta_{fl})L_f+(F_{xfr}\sin\delta_{fr}+F_{yfr}\cos\delta_{fr})L_f-\\
\qquad\left.(F_{xrl}\sin\delta_{rl}+F_{yrl}\cos\delta_{rl})L_r-(F_{xrr}\sin\delta_{rr}+F_{yrr}\cos\delta_{rr})L_r]\right\}+\omega_z(k)\\
\boldsymbol{y}(k)=\boldsymbol{C}\boldsymbol{x}(k)
\end{cases}\tag{28}$$

根据 NMPC 设计的上层控制器，能结合当前的装备状态信息和未来的参考轨迹，预测并计算最优 F_x 和 M_z，可有效引导装备实现预定运动目标。电驱无人农用动力装备驱动控制系统是一个典型的过驱动系统，其执行器多于系统自由度。在下层控制器中，考虑每个独立驱动转向轮组垂直载荷，合理分配每个车轮的驱动扭矩，以达到总纵向力 F_x 和额外偏航转矩参考值 M_z，计算式为

$$T_{ij}=F_xR\frac{F_{zij}}{mg}\pm R\frac{M_z}{2B_1}\tag{29}$$

其中，T_{ij} 为 T_{fl}、T_{rl} 时，式（29）取正号，其余取负号。

4　田间试验

4.1　试验条件

2025 年 8 月在北京农机试验站（40°09′52.7″ N，116°17′10.9″ E）开展田间性能试验。试验田长度约为 400 m，宽度约为 246 m，土壤类型为沙壤土，环境温度在 21 ~35℃之间。

按照 GB/T 5667—2008《农业机械生产试验方法》[26] 和 GB/T 5668—2008《旋耕机》，针对电驱无人农用动力装备设计目标，分别对行驶速度、转向性能、爬坡性能、耕深稳定性和续航性能指标进行测试。

4.2　试验结果与分析

4.2.1　行驶速度试验

在平坦沥青路面对农用动力装备开展行驶速度试验，如图 11 所示。试验时，设置 10 m 启动调整区、50 m 有效试验区及 5 m 停止缓冲区，动力装备为空载。在最高速度下测量通过试验区所需时间，重复 5 次并取平均值，结果如表 4 所示。



图 11　行驶速度试验

Fig. 11　Driving speed test

表 4　行驶速度试验结果

Tab. 4　Measurement of driving speed

试验序号	行驶距离/m	行驶时间/s	实际行驶速度/（km·h^{-1}）
1	50	18.65	9.65
2	50	18.61	9.67
3	50	18.63	9.66
4	50	18.52	9.72
5	50	18.65	9.65
均值	50	18.61	9.67

由表 4 可知,电驱无人农用动力装备在干燥平坦沥青路面的实际最大行驶速度接近设计指标 10 km/h,其误差仅为 3.3%,在正常允许范围内,满足电驱无人农用动力装备设计要求。

4.2.2 转向性能试验

为验证装备多模式转向功能,对其进行了前轮转向、后轮转向、四轮阿克曼转向及蟹行转向试验,试验场景如图 12 所示。



(a) 前轮转向 (b) 后轮转向

(c) 四轮阿克曼转向 (d) 蟹行转向

图 12 转向试验

Fig. 12 Steering tests

在装备转向性能评估中,最小转弯半径是一个关键指标。在阿克曼转向模式中,四轮阿克曼转向模式能够实现最小转弯半径。在四轮阿克曼转向模式下,其理论最小转弯半径 $R_{\min}$ 计算式为

$$R_{\min}=\frac{L_f+L_r}{2\sin\delta_t} \tag{30}$$

式中 δ_t——理论最大外轮转角,取 63.36°

为验证实际性能,在四轮阿克曼转向模式下开展最小转弯半径试验,分别进行 5 次左转和 5 次右转试验,结果如表 5 所示。试验结果表明,该模式下实际最小转向半径均值为 1 715.5 mm,而理论最小转弯半径为 1 621 mm,相对误差为 5.86%,误差主要来源于轮胎侧滑和变形等因素。该电驱无人农用动力装备具有较小的转向半径,可满足复杂作业环境下的作业需求。

表 5 阿克曼转向最小转弯半径

Tab. 5 Minimum turning radius of Ackerman steering

mm

试验序号	左转最小半径	右转最小半径
1	1 695	1 726
2	1 716	1 700
3	1 720	1 725
4	1 728	1 695
5	1 720	1 730
转向半径平均值	1 715.8	1 715.2
左右转向半径平均值	1 715.5	

4.2.3 爬坡性能试验

爬坡性能试验中,无人农用动力装备进行低速纵向爬坡性能测试,试验过程如图 13 所示。试验结果表明,无人农用动力装备能够平稳通过 15°坡面,且伺服驱动电机转矩输出稳定,满足装备对爬坡性能的设计要求。



(a) 爬坡性能测试 (b) 坡度测量

图 13 爬坡性能试验

Fig. 13 Climbing performance tests

4.2.4 耕深稳定性试验

为验证电驱无人农用动力装备旋耕机组作业性能,进行耕深稳定性试验。试验时,划分试验区长度为 100 m,均匀设置 10 处测点,以旋耕机轴线为测量基准,测量旋耕机两侧耕深,试验过程如图 14 所示。耕深稳定性系数计算公式为

$$U_1=\left(1-\frac{S_L}{\bar{x}}\right)\times 100\% \tag{31}$$

其中

$$S_L=\sqrt{\frac{\sum(x_i-\bar{x})^2}{n_1-1}} \tag{32}$$

式中 U_1——耕深稳定性系数,%

x_i——第 i 个测点处耕深,mm

n_1——测点数量

S_L——耕深标准差,mm



(a) 试验效果 (b) 试验结果测定

图 14 旋耕试验

Fig. 14 Rotary tillage test

耕深稳定性试验结果如表 6 所示,平均耕深为 127.8 mm,耕深标准差为 6.88 mm,耕深稳定性系数为 94.62%,各测点耕深浮动较小,表明该作业机组在旋耕作业中性能稳定。

4.2.5 续航性能试验

续航能力是评价电驱无人农用动力装备性能的关键指标。为评估其续航性能,在荷电状态(SOC)90% ~10% 区间内开展续航测试。试验涵盖行驶与作业两类工况:行驶工况包括空载及挂载旋耕机(300 kg)状态下的柏油路和田间;作业工况为旋耕作业。每次试验前均将电池充电至90%,随后在单

表 6　耕深稳定性试验结果

Tab. 6　Measurement results of rotary tillage depth stability　　mm

试验序号	左侧耕深	右侧耕深
1	129	132
2	135	130
3	120	127
4	132	139
5	122	127
6	137	129
7	115	123
8	120	117
9	135	136
10	127	124
平均值/mm	127.8	
标准差/mm	6.88	
耕深稳定性系数/%	94.62	

一工况下运行至 SOC 降至 10%，并记录续航时间。测试结果如表 7 所示。

表 7　续航时间测试结果

Tab. 7　Battery runtime test results　　min

工况	续航时间
空载柏油路行驶	166.37
空载田间行驶	149.56
负载 300 kg 柏油路行驶	154.23
负载 300 kg 田间行驶	136.68
旋耕作业	130.72

由表 7 可知，装备在 5 种典型工况下的续航时间均超过 2 h，能够满足设计需求。其中，空载柏油路行驶工况续航时间最长，负载 300 kg 田间行驶工况续航时间明显缩短，而旋耕作业工况续航时间最短。上述结果表明，作业路况复杂度与负载对装备能耗具有显著影响。

5　结论

（1）针对设施园艺农业生产中的播种、中耕、植保、运输等环节作业需求，融合先进机构设计、绿色环保与智能控制技术，设计了一种电驱无人农用动力装备。该装备在运动灵活性、通过性和作业稳定性方面展现出良好性能，为高端小型智能农机装备研发提供技术支撑。

（2）设计了无人农用动力装备总体结构方案，包括铰接式车架、独立驱动转向轮组、中置悬挂装置等。对装备关键部件进行了结构设计和匹配选型。根据多模式动力学模型，设计了一种多模式驱动控制方法，实现了电驱无人农用动力装备在多种转向模式下的驱动控制。

（3）以行驶速度、转向性能、爬坡性能、耕深稳定性和续航性能为电驱无人农用动力装备性能评价指标，进行了田间试验。试验结果表明，无人农用动力装备最高行驶速度均值为 9.67 km/h，误差为 3.3%；装备可实现多模式转向，四轮阿克曼转向最小转向半径为 1 715.5 mm；可纵向通过 15°坡面；耕深稳定性系数为 94.62%；续航时间为 2.18 ~ 2.77 h。各项指标满足设计需求。

参　考　文　献

[1] AZMI H N, HAJJAJ S S H, GSANGAYA K R, et al. Design and fabrication of an agricultural robot for crop seeding[J]. Materials Today: Proceedings, 2023, 81: 283 - 289.

[2] MOYSIADIS V, TSOLAKIS N, KATIKARIDIS D, et al. Mobile robotics in agricultural operations: a narrative review on planning aspects[J]. Applied Sciences, 2020, 10(10): 3453.

[3] ADEWOYIN A O, AJAV E A. Fuel consumption of some tractor models for ploughing operations in the sandy-loam soil of Nigeria at various speeds and ploughing depths[J]. Agricultural Engineering International: CIGR Journal, 2013, 15(3): 67 - 74.

[4] JAMALI Q B, BHATTI M T, QAZI Q A, et al. Analysis of CO_2, CO, NO, NO_2, and PM particulates of a diesel engine exhaust[J]. Engineering, Technology & Applied Science Research, 2019, 9(6): 4912 - 4916.

[5] 李善军, 彭际博, 牛成强, 等. 丘陵果园铰接转向仿形增程轮式动力底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2025, 56(9): 363 - 376.
LI Shanjun, PENG Jibo, NIU Chengqiang, et al. Design and test of articulated steering profiling extended range wheeled power chassis for hilly orchards[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(9): 363 - 376. (in Chinese)

[6] CHARATSARI C, LIOUTAS E D, PAPADAKI-KLAVDIANOU A, et al. Farm advisors amid the transition to Agriculture 4.0: professional identity, conceptions of the future and future-specific competencies[J]. Sociologia Ruralis, 2022, 62(2): 335 - 362.

[7] BHIMANPALLEWAR R N, NARASINGARAO M R. AgriRobot: implementation and evaluation of an automatic robot for seeding and fertiliser microdosing in precision agriculture[J]. International Journal of Agricultural Resources, Governance and Ecology, 2020, 16(1): 33 - 50.

[8] MESHRAM A T, VANALKAR A V, KALAMBE K B, et al. Pesticide spraying robot for precision agriculture: a categorical literature review and future trends[J]. Journal of Field Robotics, 2022, 39(2): 153 - 171.

[9] FOUNTAS S, MYLONAS N, MALOUNAS I, et al. Agricultural robotics for field operations[J]. Sensors, 2020, 20(9):

2672.

[10] 田永浩, 刘禹, 张硕, 等. 面向大田作物冠层信息采集的自走式轮式平台设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(增刊 1): 101 – 107.
TIAN Yonghao, LIU Yu, ZHANG Shuo, et al. Design and test of self-propelled wheeled platform for field crop canopy information collection[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(Supp. 1): 101 – 107. (in Chinese)

[11] RONG J, HU L, ZHOU H, et al. A selective harvesting robot for cherry tomatoes: design, development, field evaluation analysis[J]. Journal of Field Robotics, 2024, 41(8): 2564 – 2582.

[12] CHEN Y C, CHEN L W, CHANG M Y. A design of an unmanned electric tractor platform[J]. Agriculture, 2022, 12(1): 112.

[13] DENG X, SUN H, LU Z, et al. Research on dynamic analysis and experimental study of the distributed drive electric tractor [J]. Agriculture, 2023, 13(1): 40.

[14] HAN J, WANG F. Design and testing of a small orchard tractor driven by a power battery[J]. Engenharia Agrícola, 2023, 43(2): e20220195.

[15] BAEK S Y, BAEK S M, JEON H H, et al. Traction performance evaluation of the electric all-wheel-drive tractor[J]. Sensors, 2022, 22(3): 785.

[16] LIN H, DONG S, LIU Z, et al. Study and experiment on a wheat precision seeding robot[J]. Journal of Robotics, 2015, 2015(1): 696301.

[17] 徐圣林, 朱立成, 韩振浩, 等. 作物表型信息获取机器人底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(增刊 2): 388 – 399.
XU Shenglin, ZHU Licheng, HAN Zhenhao, et al. Design and experiment of robot chassis for obtaining crop phenotypic information[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(Supp. 2): 388 – 399. (in Chinese)

[18] WU X, ARAVECCHIA S, LOTTES P, et al. Robotic weed control using automated weed and crop classification[J]. Journal of Field Robotics, 2020, 37(2): 322 – 340.

[19] 潘宇真, 魏佳炜, KHAN R A, 等. 新型模块化农业机器人设计分析与冗余协同控制[J]. 机械工程学报, 2024, 60(23): 88 – 101.
PAN Yuzhen, WEI Jiawei, KHAN R A, et al. Design and analysis of a novel modular agricultural robot with its redundant cooperative control strategy[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(23): 88 – 101. (in Chinese)

[20] 瞿济伟, 李鸿基, 张瑞宏, 等. 农业轮式机器人底盘转向运动控制及试验[J]. 中国农机化学报, 2023, 44(5): 140 – 147, 160.
QU Jiwei, LI Hongji, ZHANG Ruihong, et al. Research on steering motion control and experiments of agricultural wheeled robot chassis[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2023, 44(5): 140 – 147, 160. (in Chinese)

[21] 陈黎卿, 詹庆峰, 王韦韦, 等. 纯电动拖拉机电驱动系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(8): 388 – 394.
CHEN Liqing, ZHAN Qingfeng, WANG Weiwei, et al. Design and experiment of electric drive system for pure electric tractor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(8): 388 – 394. (in Chinese)

[22] 陈燕呢. 电动拖拉机动力系统设计与驱动控制方法研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2018.
CHEN Yanni. Study on design and drive control methods of powertrain for electric tractor[D]. Beijing: China Agricultural University, 2018. (in Chinese)

[23] 严康为, 龙鑫林, 鲁军勇, 等. 高倍率磷酸铁锂电池简化机理建模与放电特性分析[J]. 电工技术学报, 2022, 37(3): 599 – 609.
YAN Kangwei, LONG Xinlin, LU Junyong, et al. Simplified mechanism modeling and discharge characteristic analysis of high C-Rate $LiFePO_4$ battery[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2022, 37(3): 599 – 609. (in Chinese)

[24] BRIXIUS W. Traction prediction equations for bias ply tires[J]. American Society of Agricultural Engineers, 1987, 24(8): 87 – 162.

[25] DALBONI M, TAVERNINI D, MONTANARO U, et al. Nonlinear model predictive control for integrated energy-efficient torque-vectoring and anti-roll moment distribution[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2021, 26(3): 1212 – 1224.

[26] 全国农业机械标准化技术委员会. 农业机械生产试验方法: GB/T 5667—2008[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.