doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.10.063

设施高架种植环境下原地转向轮式移动平台设计与试验

徐　健[1]　王明辉[1,2]　周政东[1]　王玉龙[1]　崔永杰[1,3]

(1.西北农林科技大学机械与电子工程学院,陕西杨凌 712100;
2.陕西省农业信息感知与智能服务重点实验室,陕西杨凌 712100;
3.农业农村部农业物联网重点实验室,陕西杨凌 712100)

摘要:针对传统轮式底盘转向过程存在转向半径大、轮胎和功率损耗大以及地面覆膜破坏严重等问题,本文设计了一种基于电动顶升旋转原地转向轮式移动平台。利用顶升机构完成移动平台升降,通过旋转机构实现原地转向。确定了顶升机构、旋转机构、控制系统等关键部件工作原理和结构参数;基于 NX－ADAMS 联合仿真技术,利用响应曲面试验方法优化了移动平台原地转向过程中顶升电机转速、顶升高度、旋转速度、下降电机转速等参数组合;最后,试制了原地转向轮式移动平台,并在最优参数组合下进行了验证试验。试验结果表明,在最优参数组合顶升电机转速 1.71 r/s、顶升高度 40.00 mm、旋转速度 5(°)/s、下降电机转速 3.00 r/s 下,移动平台原地转向过程耗费时间 33.08 s,对地面覆膜平均压力为 32.20 kPa,相较于传统转向方式的 345.46 kPa,降低 90.68%,实现了覆膜无损状态下的高效原地转向。研究结果可为农业机器人移动平台原地转向作业提供理论和技术支撑。

关键词:设施高架模式;轮式移动平台;原地转向;NX－ADAMS 仿真;试验

中图分类号:S24　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)10-0693-11　　**OSID**:

Design and Test of In-situ Steering Wheeled Mobile Platform in Elevated Planting Environment

XU Jian[1]　WANG Minghui[1,2]　ZHOU Zhengdong[1]　WANG Yulong[1]　CUI Yongjie[1,3]

(1. *College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi* 712100, *China*
2. *Shaanxi Key Laboratory of Agricultural Information Perception and Intelligent Service, Yangling, Shaanxi* 712100, *China*
3. *Key Laboratory of Agricultural Internet of Things, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Yangling, Shaanxi* 712100, *China*)

Abstract: In view of the problems of large steering radius, large tire and power loss and serious damage to ground film covering in the steering process of traditional wheeled chassis, an in-situ steering wheeled mobile platform based on electric jacking rotation was designed. The lifting mechanism was used to complete the lifting of the mobile platform, and then the in-situ rotation of the mobile platform was realized through the rotating mechanism. Firstly, the working principle and structural parameters of key components such as jacking mechanism, rotating mechanism and control system were analyzed and determined. Then, based on the NX－ADAMS co-simulation technology, the parameter combinations of jacking speed, jacking height, rotation speed and descending motor speed during the in-situ steering of the mobile platform were optimized by using the response surface test method. Finally, the in-situ steering wheeled mobile platform was trial-produced, and the verification test was carried out under the optimal combination of parameters. The test results showed that the optimal parameter combination of the in-situ steering operation process of the mobile platform was the speed of the jacking motor of 1.71 r/s, the jacking height of 40.00 mm, the rotation speed of 5(°)/s, and the speed of the descending motor of 3.00 r/s. The test results showed that under the optimal parameters, the in-situ steering process of the mobile platform took 33.08 s, the average force on the ground mulching was 32.20 kPa, compared with the 345.46 kPa of the traditional steering mode, it was reduced by 90.68%, which realized the efficient in-situ steering and film non-destructive. The research result can provide theoretical and technical support for the in-situ steering operation of agricultural robot mobile platform.

Key words: facility elevated mode; wheeled mobile platforms; in-situ steering; NX－ADAMS simulation; test

收稿日期:2024－07－18　修回日期:2024－09－27

基金项目:国家重点研发计划项目(2019YFD1002401)和国家自然科学基金项目(31971805)

作者简介:徐健(1988—),男,硕士生,主要从事设施果蔬生产自动化装备研究,E-mail:jian.xu@nwafu.edu.cn

通信作者:崔永杰(1971—),男,教授,博士生导师,主要从事果蔬生产自动化研究,E-mail:agriculturalrobot@nwafu.edu.cn

0 引言

设施农业因其具有环境适应性强、土地利用率及产出率高、综合生产能力强等优点[1],得到了快速发展,其中高架种植模式加地面覆膜被广泛采用。针对高架种植模式及地面覆膜农艺,对移动平台提出了转弯半径小、地面覆膜无损要求[2-4]。当前,移动平台转向广泛采用轮胎滑移方式,存在地面土壤扰动、转向角度偏差难控等问题[5]。

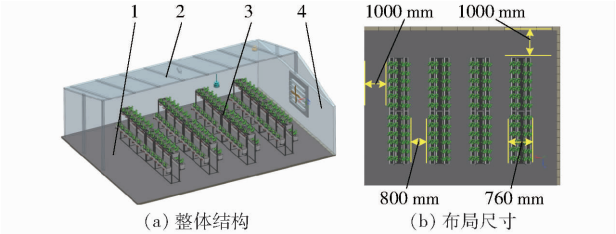
目前,国内外学者对轮式移动平台原地转向研究主要集中在轮胎滑移模型、控制方法以及建立复杂的轮胎转向机构等[6-8]。付翔等[9]基于 MPC 控制器和 PI 滑模算法优化了四轮毂电机分布驱动车辆原地差速转向整车横摆角控制。BAE 等[10]提出了用于研究的新型四轮转向机器人平台和一种用于高效手动操作的自适应四轮转向控制算法。WANG 等[11]建立了机器人在打滑情况下的履带速度和相对转向半径的数学模型。目前国内推出的具有原地转向功能的新能源汽车,采用分布式驱动、各轮独立可控动力布置,可实现在硬装路面的零半径转弯,但轮胎与地面的磨损较大,目前控制算法难以实时估计轮胎运动状态,影响车身位姿调整精度[12-13]。四轮独立驱动的柔性底盘常采用偏置转向轴来改变 4 个轮胎的相对夹角位置关系实现原地转向[14-17]。部分学者将履带式移动底盘与麦克麦纳母轮结构组合使用,设计全方位移动履带,并建立三履带、四履带全方位平台进行原地转向[18-19]。在移动平台设计中将多体动力学及联合仿真广泛应用到机械底盘研究上,能够验证底盘结构、材料及承重性能等参数,提高系统设计准确性[20-27]。综上所述,目前研究存在轮式平台原地转向控制复杂,原地轮胎滑移转向破坏地面土壤和覆膜,影响作业平台行进导航作业精度;麦克纳姆轮或全向轮结构复杂且有较小运动部件,异物容易进入内部造成卡滞而无法正常行走,不适用于普通日光温室。

结合设施高架种植模式地面覆膜农艺特征,本文提出一种基于电动顶升旋转的原地转向方法,设计一种原地转向轮式移动平台。建立数字样机,设计移动平台顶升后原地转向整体技术方案;基于 NX - ADAMS 仿真技术,利用响应曲面试验,优化平台在原地转向时的最优参数;最后,试制原地转向轮式移动平台,并在最优参数组合下进行验证试验。

1 整机结构与工作原理

1.1 农艺特征

面向的设施高架种植模式,原始地面土壤不能很好地用来种植作物,一般会将地面平整后覆盖地膜用于保墒,减少田间杂草、虫害和土壤中细菌;同时也便于人员和作业机器行走。本种植工艺多用于水果种植类高架温室环境,如图 1 所示。其中栽培架宽度和栽培架间隔是重要的农艺参数,对移动平台外形参数设计具有重要影响[28]。栽培架为等间距平行布局,其中栽培架长度根据温室尺寸确定,栽培架宽度为 760 mm,栽培架间隔为 800 mm,栽培架与墙体间距为 1 000 mm。为提高设施温室空间利用率,预留给作业机器人空间受到限制;机器人在狭小作业空间内转向,需要较大的轮胎滑移量和转向角,易损伤地面覆膜,并产生较大转向角偏差。因此,本文提出一种基于电动顶升旋转的原地转向方法。



(a) 整体结构 (b) 布局尺寸

图 1 设施高架种植模式农艺特征

Fig. 1 Agronomic characteristics of facility elevated planting pattern

1. 设施温室地面覆膜 2. 设施温室框架 3. 作物种植架 4. 设施温室墙面

1.2 整机结构

根据性能需求设计了一种基于顶升旋转原理的原地转向轮式移动平台,如图 2 所示。其主要由顶升机构、旋转机构、前轮方向微调机构、动力源和控制系统等组成。

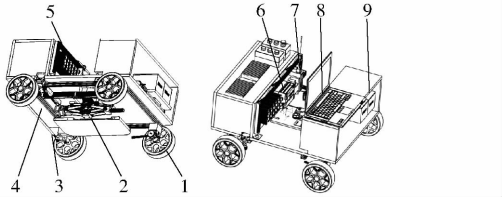


图 2 原地转向轮式移动平台整体结构示意图

Fig. 2 Schematic of overall structure of in-situ steering wheeled mobile platform

1. 轮胎 2. 顶升转向机构 3. 前轮方向微调机构 4. 底盘 5. 电机驱动器 6. 主控制器 7. 物联网网关 8. 上位机 PC 9. 电池组

移动平台整体采用 PVC 塑料板材质。行走系统由后轮电驱动系统及前轮方向微调机构组成,后轮电驱动系统使用大疆 M3508 型永磁同步电机;原地转向机构由顶升机构和旋转机构组成,按照系统指令顶升平台并原地转向;前轮方向微调机构主要

由转向步进电机、减速齿轮传动、转向拉杆、转向轮毂等构成，按照系统指令偏转两前轮进行方向微调。由此确定原地转向轮式移动平台主要技术参数如表 1 所示。

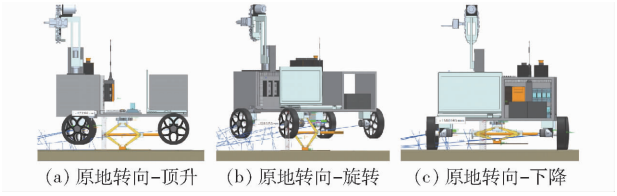
表 1　移动平台主要技术参数

Tab. 1　Main technical parameters of mobile platform

参数/部件名称	数值/型号
长 × 宽 × 高/(mm × mm × mm)	800 × 700 × 400
整备质量/kg	60
动力源	12 V，12 A·h 电池 × 2
主控制器	S7 − 200SMART 6ES7288 − 1ST30
PLC 远程网关	EG20
驱动电机	RoboMaster M3508
顶升电机	42 步进电机
转向电机	42 步进电机
前轮转向电机	42 步进电机
IMU	输出频率 400 Hz，俯仰/横滚(动态)0.1RMS

1.3　工作原理

通过顶升电机和连杆对移动平台进行升降(图 3a、3c)、旋转电机和齿轮传动机构进行自由旋转(图 3b)，实现移动平台角度可控的原地转向。在平台上安装旋转位置极限微动开关，防止旋转角过大而损坏附属零部件。



(a) 原地转向−顶升　(b) 原地转向−旋转　(c) 原地转向−下降

图 3　平台原地转向原理图

Fig. 3　Schematics of platform in-situ steering

2　关键部件设计

2.1　顶升机构

顶升机构主要由底座、电动螺旋推杆、连杆机构等组成，如图 4 所示。移动平台台架底面与地面初始距离为 158 mm，根据预试验结果，需将移动平台顶升至轮胎离地大于等于 40 mm 才能保证原地转向稳定性；顶升机构收回时需保证顶升机构底座离地间隙大于等于 80 mm，以保证平台通过性。根据 NX 三维建模及设计优化结果，确定连杆长度为 104 mm，螺杆导程为 3 mm，底座在垂直方向位移为 140 mm。

步进电机是顶升机构动力输入，需要确定其旋转参数与顶升底座加速度和速度以及对地面覆膜反作用力之间的关系。根据机构设计尺寸建立运动学模型，如图 5 所示。

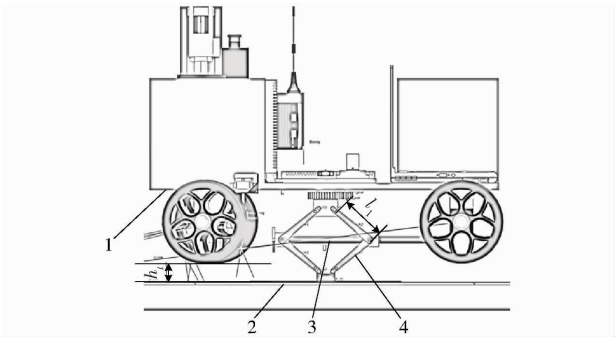


图 4　平台顶升机构及关键尺寸示意图

Fig. 4　Schematic of platform jacking mechanism and key dimensions

1. 台架底面　2. 底座　3. 电动螺旋推杆　4. 连杆机构

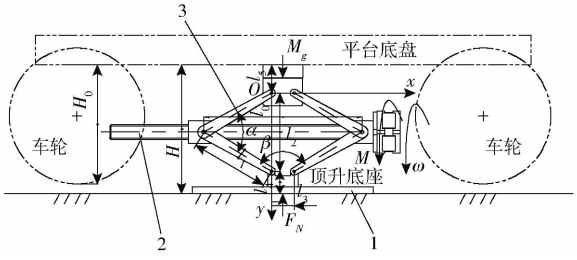


图 5　顶升机构运动学模型

Fig. 5　Kinematic model of jacking mechanism

1. 底座　2. 电动螺旋推杆　3. 连杆机构

以左上铰接点为原点 O，以水平向右为 x 轴，以竖直向下为 y 轴，建立坐标系 xOy，如图 5 所示。底座顶升速度 V_1 计算式为

$$V_1 = \frac{\mathrm{d}l_2}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}\left[2\sqrt{l_1^2 - \left(\frac{l_0 - l_3}{2}\right)^2}\right]}{\mathrm{d}t} = -\frac{3\omega}{2\pi}\sqrt{104^2 - \left(\frac{104\sqrt{3} - \frac{3\omega}{2\pi}t}{2}\right)^2} \cdot \left(104\sqrt{3} - \frac{3\omega}{2\pi}t\right) \tag{1}$$

式中　l_0——两个连杆铰接块间水平距离，mm

l_1——连杆长度，取 104 mm

l_2——上下两连杆铰接点竖直距离，mm

l_3——两个连杆铰接点水平距离，取 30 mm

ω——电动螺旋推杆转速，r/s

t——作业时间，s

对顶升机构进行力学分析，如图 6 所示。

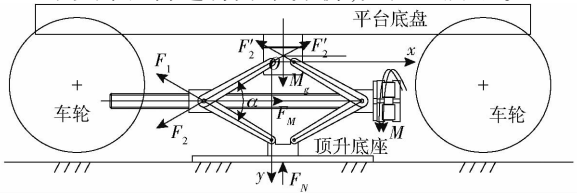


图 6　顶升机构力学模型

Fig. 6　Mechanical model of jacking mechanism

设电机扭矩为 M,螺杆螺距 P 为 3 mm,中径 D 为 20 mm,则电机最小扭矩计算式为

$$M_{1\min}=\frac{2\pi\tan\frac{\alpha}{2}}{PM_g} \tag{2}$$

式中 M_g——移动平台质量,取 60 kg

α——两个连杆水平方向夹角,(°)

由式(2)可得最小需求扭矩为 0.049 N·m。

2.2 旋转机构

旋转机构主要包括驱动步进电机、主动齿轮、被动齿轮、中心转轴、推力球轴承、锁紧螺母以及位置传感器等,结构示意如图 7 所示。锁紧螺母和推力球轴承将中心转轴固定到平台上;中心转轴与被动大齿轮为过盈配合,中心轴与顶升机构通过螺栓固定为一体。旋转动力源选用 42 步进电机,电机驱动小齿轮并带动大齿轮旋转,减速比为 5∶12。

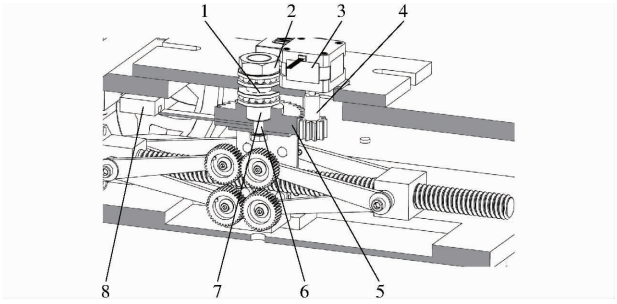


图 7 旋转机构结构示意图

Fig. 7 Schematic of in-situ steering mechanism

1. 推力球轴承 2. 锁紧螺母 3. 驱动步进电机 4. 主动齿轮 5. 被动齿轮 6. 紧固螺栓 7. 中心转轴 8. 位置传感器

根据几何结构,选取 GB/T 301—2015《51104 型推力球轴承》, GB41—2016《M20×2.5Ⅰ型六角螺母 C 级》,设计旋转大齿轮模数为 1.5 mm、齿数为 48、齿形压力角为 20°、齿厚为 20 mm,小齿轮齿数为 20。则电机扭矩计算式为

$$M_{2\min}=\left(\frac{T}{0.2d_1}+M_g\right)f_sLi \tag{3}$$

式中 T——锁紧螺母拧紧扭矩,取 30 N·m

d_1——锁紧螺母公称直径,取 0.020 m

f_s——推力球轴承滚动摩擦因数,取 0.001 5

L——51104 推力球轴承滚动摩擦力臂,取 0.015 m

i——齿轮传动比,取 5∶12

由式(3)可得最小需求扭矩为 0.076 N·m 。

2.3 控制系统

该移动平台使用 S7 - 200 SMART 6ES7288 - 1ST30 作为整车控制系统核心,该 PLC 为继电器输出型,共有 30 个 I/O 口;3 个 42BYGH34 型旋转电机,驱动器型号为 TB6600,输入电压 DC 24 V,扭矩 0.31 N·m;监测单元限位器使用 KW11 - 3Z KW12 型微动开关,中位传感器采用 NJK - 5002C 型双极性霍尔传感器方形磁性接近开关。使用以太网和 4G 网络进行通讯。控制系统架构框图如图 8 所示。

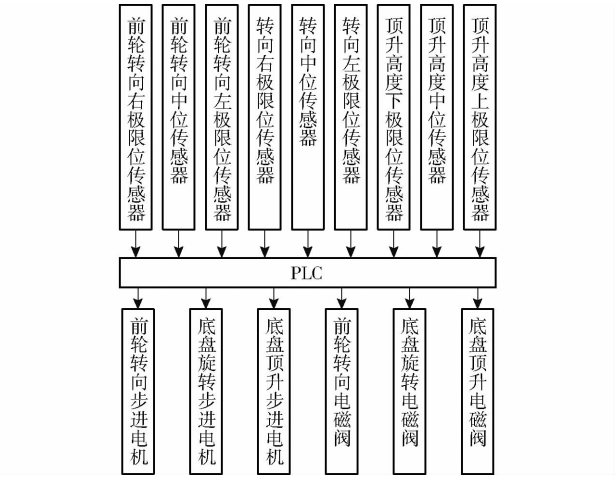


图 8 控制系统架构框图

Fig. 8 Frame of control system

平台顶升旋转系统主要包括顶升操作、原地旋转转向操作,各运动区域设位置传感器来限制各控制指令的动作。控制系统电路如图 9 所示。

3 基于 NX - ADAMS 的仿真试验

为探究系统在顶升和转向时平台对地面覆膜的作用力,以覆膜受力应小于材料本身弹性模量为评判标准,进行多体动力学仿真,寻求不损伤覆膜的最佳电机驱动参数。进行 2 个过程仿真:顶升时底座碰撞地面过程、平台原地旋转过程。其中旋转转向过程使用牛顿第二定律,按照修正 Newton - Raphson 迭代算法进行求解,底座碰撞地面则需要使用接触碰撞模型进行求解[28]。原地转向角度按 90°进行计算。

3.1 NX 三维模型建立

因 ADAMS 建模操作繁琐,连杆和约束设置复杂困难,对模型装配及约束设置操作不便,为简化移动平台整体仿真过程,首先使用 NX 进行设施高架种植模式下移动平台运动过程仿真,如图 10 所示。在 NX 中按照平台实际行驶路线设计运动仿真过程,在 NX Motion 模块中共建立 20 个连杆、23 个运动副,3 个运动驱动;解算方案选择常规驱动中的运动学/动力学仿真,仿真时间设为 69 s,步数为 7 000。过程动作分解及仿真运动函数如表 2 所示。

3.2 ADAMS 模型建立

平台运动过程运动学与动力学分析结果表明,对地面覆膜产生作用力的运动过程为直线行驶阶

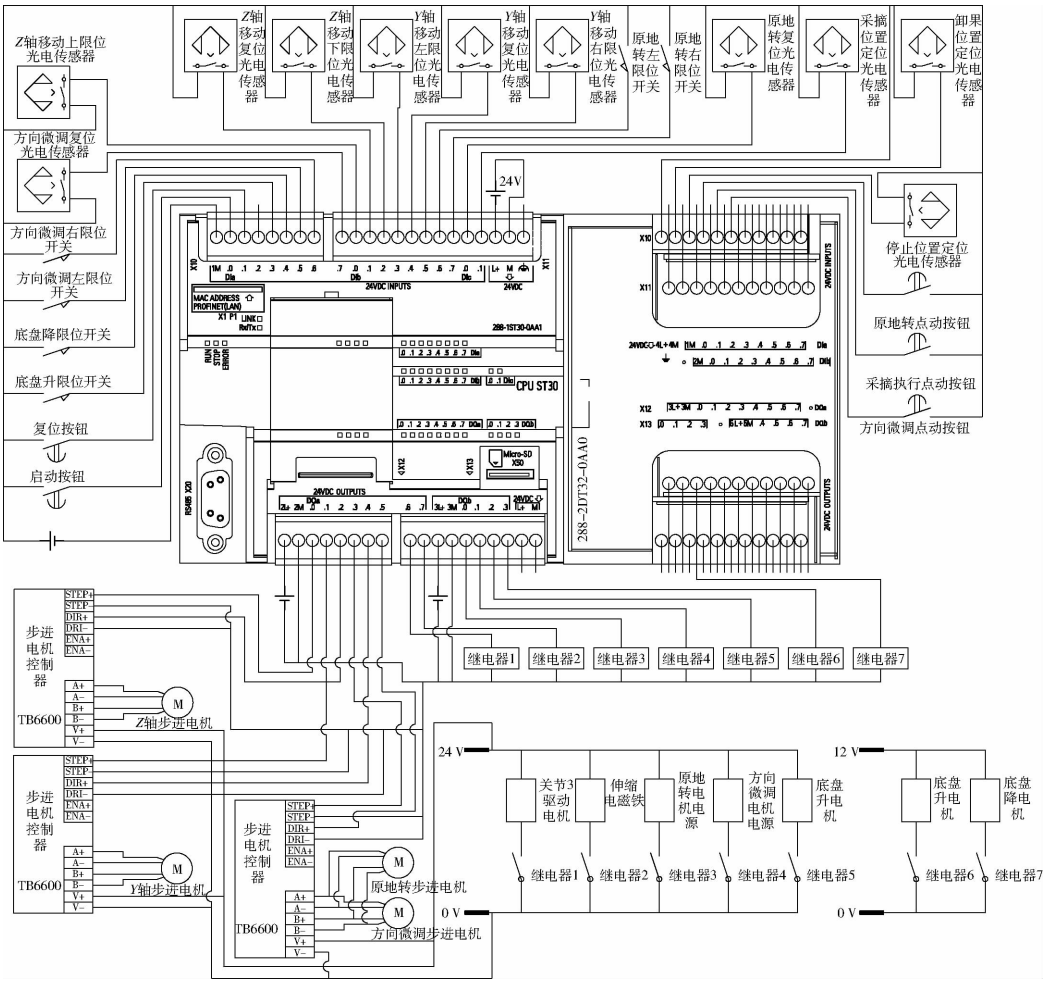


图 9　控制系统电路图

Fig. 9　Control system circuit diagram

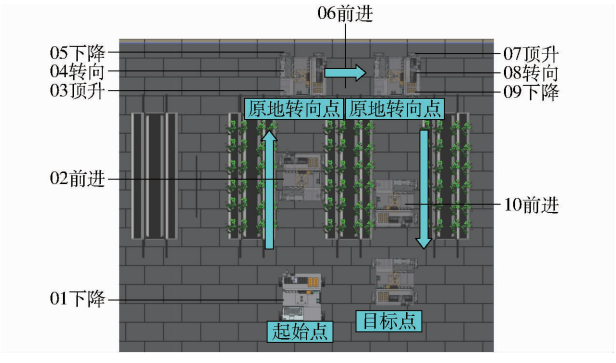


图 10　运动仿真路径规划

Fig. 10　Motion simulation path planning

段、顶升阶段和原地转向阶段以及前轮转向阶段，且平台在顶升和转向过程中损伤覆膜风险最大。因此使用 ADAMS 进行仿真，并对顶升电机转速、转向电机加速度等动作参数进行优化。

模型建立步骤为：①利用三维软件 NX 2312 建立原地转向移动平台数字样机，在 NX 中使用 Parasolid 格式导出数据。②在 ADAMS 2020 中点击文件、导入。③在对话框中选择文件类型 Parasolid（*.xmt_txt，*.x_t，*.xmt_bin，*.x_b）。④在“读取文件”选择框中浏览选择步骤①中导出的文

表 2　运动仿真驱动函数

Tab. 2　List of motion simulation driving functions

序号	开始时刻/s	结束时刻/s	动作	角位移/(°)	函数方程
1	0	8	下降	2 880	STEP(x,0,0,8,2 880)
2	8	18	前进	2 600	STEP(x,8,2 600,18,0)
3	18	26	顶升	2 800	STEP(x,18,0,26,−2 880)
4	26	30	转向	324	STEP(x,26,0,30,324)
5	30	38	下降	2 880	STEP(x,30,0,38,2 880)
6	38	43	前进	980	STEP(x,38,980,43,0)
7	43	51	顶升	2 880	STEP(x,43,0,51,−2 880)
8	51	55	转向	324	STEP(x,51,0,55,324)
9	55	63	下降	2 880	STEP(x,55,0,63,2 880)
10	63	69	前进	1 270	STEP(x,63,980,69,0)

件。为减少 ADAMS 约束数量，对模型进行轻量化处理。首先，去除螺栓等标准件；将没有相对运动的零部件布尔加运算构建调整为一个模型；简化限位零部件数量，使用 ADAMS 中的约束替代一些零部件功能，得到简化模型如图 11 所示。

设置轮胎与覆膜静摩擦因数为 0.4，动摩擦因数为 0.23；机械金属零部件钢-铝之间静摩擦因数

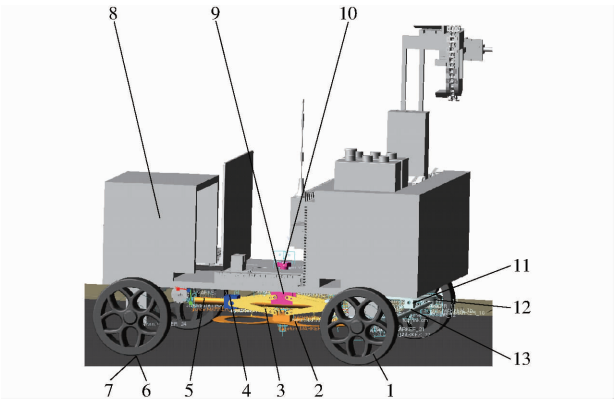


图 11 ADAMS 模型

Fig. 11 ADAMS model

1. 轮胎 2. 顶升底座 3. 顶升连杆 4. 连杆座 5. 顶升丝杠 6. 人行道砖 7. 塑料薄膜 8. 底盘 9. 顶升机构安装座 10. 原地旋转轴 11. 转向驱动电机 12. 转向轮毂 13. 转向横拉杆

为 0.2,动摩擦因数为 0.1[29]。各材料力学参数见表 3。

表 3 材料力学参数

Tab. 3 Mechanical parameters of materials

构件	密度/(g·cm^{-3})	弹性模量/MPa	泊松比
PVC 塑料板	1.38	2 000	0.34
钢(Q235-A)	7.85	210 000	0.29
橡胶轮胎	1.80	500	0.47
塑料薄膜	1.20	200	0.40
人行道砖	2.20	20 000	0.25

在 ADAMS 运动学仿真前,需定义相对运动部件之间的连接关系,共设置 24 个连接接触副。约束关系如表 4 所示。

表 4 部件之间运动副关系

Tab. 4 Kinematic pairs between components

部件-部件	运动副
6-7	固定约束
1-7	接触副
1-8、8-9	旋转副
2-7	接触副
2-10	滑动副
3-4、3-2、12-13	旋转副
4-5	螺旋副
9-10、11-12	齿轮副

3.3 基于 Box-Behnken 的原地转向机构作业参数优化仿真试验

3.3.1 试验方法

为优化原地转向机构作业参数,使用 Design-Expert 13.0.15 软件 Box-Behnken 响应曲面试验方法设计试验[30]。选定顶升电机速度、顶升高度、转向速度和下降电机速度为试验因素。根据预试验结果确定试验因素编码如表 5 所示。通过 Design-Expert 软件共设计 29 组试验,每组试验重复 3 次,取平均值作为试验结果。

表 5 试验因素编码

Tab. 5 Experimental factor coding

编码	因素			
	顶升电机转速/(r·s^{-1})	顶升高度/mm	转向速度/((°)·s^{-1})	下降电机转速/(r·s^{-1})
-1	1	40	5	1
0	2	70	10	2
1	3	100	15	3

试验指标为平台开始动作到动作结束作业时间和地面覆膜受到的最大作用力。两个指标通过软件仿真获取。数据获取方法如下:①设置仿真函数方程,三维模型按照既定的运动参数仿真运动。②在 ADAMS 的 PostProcessor 模块中获取仿真结果,包括平台运行时间和地面覆膜最大作用力。③将数据导入数据处理软件,得到平台仿真整体运行时间和地面覆膜最大受力,如图 12 所示。

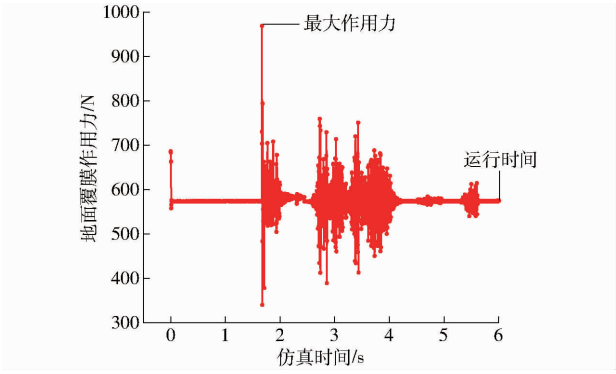


图 12 仿真结果

Fig. 12 Simulation result

3.3.2 结果与分析

(1)试验结果

表 6 为响应曲面 Box-Behnken 试验结果,A、B、C、D 为因素编码。利用 Design-Expert 13.0.15 软件,获得顶升转向运行时间 Y_1 二次拟合方程为

$$Y_1 = 57.50 - 17.09A + 18.74B - 2.39C - 6.44D - 2.97AB - 7.30AC - 1.65AD - 6.55BC + 14.90BD - 0.875CD + 2.87A^2 + 6.32B^2 + 6.87C^2 + 4.82D^2 \quad (4)$$

顶升转向运行时间方差分析结果如表 7 所示。由表 7 可知,模型 P 小于 0.000 1,失拟项 P 为 0.917 5,表明该模型具有统计学意义。各因素对顶升转向运行时间影响由大到小为:B、A、D、C。BD 以及 C^2 对运行时间影响极显著;B^2、AC、BC、D^2 对运行时间影响显著。

利用 Design-Expert 13.0.15 软件,获得地面覆

表 6　试验设计与结果

Tab. 6　Design of experiment and results

序号	因素				Y_1/s	Y_2/N
	A	*B*	*C*	*D*		
1	-1	0	1	0	92.5	850.1
2	-1	-1	0	0	65.1	789.9
3	1	0	0	-1	53.1	1 104.6
4	-1	0	-1	0	74.8	704.1
5	1	0	0	1	37.1	1 134.6
6	-1	0	0	-1	85.4	811.2
7	0	-1	1	0	51.6	889.9
8	0	0	0	0	56.7	894.1
9	0	1	1	0	78.3	837.4
10	0	1	0	-1	79.9	653.1
11	0	0	0	0	46.9	884.1
12	0	0	0	0	57.7	994.1
13	0	0	1	1	57.5	950.1
14	0	0	-1	1	66.3	850.1
15	0	-1	-1	0	45.4	689.9
16	0	0	-1	-1	86.3	671.2
17	0	-1	0	1	28.5	987.3
18	0	-1	0	-1	73.0	752.9
19	1	-1	0	0	36.0	1 124.7
20	0	0	0	0	68.3	874.1
21	1	0	1	0	46.0	1 154.7
22	0	0	1	-1	74.0	643.2
23	1	1	0	0	66.0	1 142.5
24	-1	0	0	1	76.0	994.1
25	1	0	-1	0	57.5	1 124.7
26	-1	1	0	0	107.0	837.4
27	0	1	-1	0	98.3	643.2
28	0	0	0	0	57.9	994.1
29	0	1	0	1	95.0	931.9

表 7　顶升转向运行时间方差分析结果

Tab. 7　Analysis of variance for jacking steering run time

方差来源	平方和	自由度	均方差	*F*	*P*
模型	10 334.02	14	738.14	23.90	<0.000 1 **
A	3 505.50	1	3 505.50	113.50	<0.000 1 **
B	4 215.00	1	4 215.00	136.47	<0.000 1 **
C	68.64	1	68.64	2.22	0.158 2
D	694.64	1	694.64	22.49	0.000 3 **
AB	35.40	1	35.40	1.15	0.302 5
AC	213.16	1	213.16	6.90	0.019 9 *
AD	10.89	1	10.89	0.352 6	0.562 1
BC	171.61	1	171.61	5.56	0.033 5 *
BD	888.04	1	888.04	28.75	0.000 1 **
CD	3.06	1	3.06	0.099 2	0.757 5
A^2	53.46	1	53.46	1.73	0.209 4
B^2	259.15	1	259.15	8.39	0.011 7 *
C^2	306.22	1	306.22	9.91	0.007 1 **
D^2	150.75	1	150.75	4.88	0.044 3 *
残差	432.41	14	30.89		
失拟项	202.57	10	20.26	0.352 5	0.917 5
纯误差	229.84	4	57.46		
总和	10 766.43	28			

注：* 表示显著影响（$0.01 \leqslant P < 0.05$），** 表示极显著影响（$P < 0.01$），下同。

膜作用力 Y_2 二次拟合方程为

$$Y_2 = 928.10 + 149.93A - 15.76B + 53.52C + 100.99D - 7.42AB - 29.00AC - 38.23AD - 1.45BC + 11.10BD + 32.00CD + 121.16A^2 - 65.40B^2 - 99.34C^2 - 39.88D^2 \quad (5)$$

地面覆膜作用力方差分析结果如表 8 所示。由表 8 可知，模型 *P* 小于 0.000 1，失拟项 *P* 为 0.443，表明该模型具有统计学意义。因素对地面覆膜作用力影响由大到小为：*A*、*D*、*C*、*B*。C^2、A^2 对地面覆膜作用力影响极显著。交互作用 *P* 皆大于 0.05，不进行地面覆膜作用力双因素交互作用响应面分析。

表 8　地面覆膜作用力方差分析结果

Tab. 8　Analysis of variance for ground film force

方差来源	平方和	自由度	均方差	*F*	*P*
模型	6.801×10^5	14	48 576.39	11.10	<0.000 1 **
A	2.697×10^5	1	2.697×10^5	61.65	<0.000 1 **
B	2 979.90	1	2 979.90	0.681 2	0.423 0
C	34 368.40	1	34 368.40	7.86	0.014 1 *
D	1.224×10^5	1	1.224×10^5	27.98	0.000 1 **
AB	220.52	1	220.52	0.050 4	0.825 6
AC	3 364.00	1	3 364.00	0.769 0	0.395 3
AD	5 844.60	1	5 844.60	1.34	0.267 1
BC	8.41	1	8.41	0.001 9	0.965 6
BD	492.84	1	492.84	0.112 7	0.742 1
CD	4 096.00	1	4 096.00	0.936 3	0.349 6
A^2	95 217.35	1	95 217.35	21.77	0.000 4 **
B^2	27 747.28	1	27 747.28	6.34	0.024 6 *
C^2	64 013.62	1	64 013.62	14.63	0.001 9 **
D^2	10 315.77	1	10 315.77	2.36	0.146 9
残差	61 243.01	14	4 374.50		
失拟项	46 523.01	10	4 652.30	1.26	0.443 0
纯误差	14 720.00	4	3 680.00		
总和	61 243.01	14	4 374.50		

（2）双因素交互作用响应面分析

图 13 为双因素交互作用对顶升转向运行时间的影响。如图 13a 所示，当顶升电机转速和转向速度一定时，随着顶升高度的降低，顶升时间减少；随着下降电机转速的增加，顶升时间减少；运行时间越少工作效率越高。如图 13b 所示，当顶升高度和下降电机转速一定时，随着顶升电机转速的增加，顶升时间减少；随着转向速度的增加，顶升时间减少；运行时间越少工作效率越高。如图 13c 所示，当顶升电机转速和下降电机转速一定时，随着顶升高度的降低，顶升时间减少；随着转向速度的增加，顶升时间减少；运行时间越少工作效率越高。

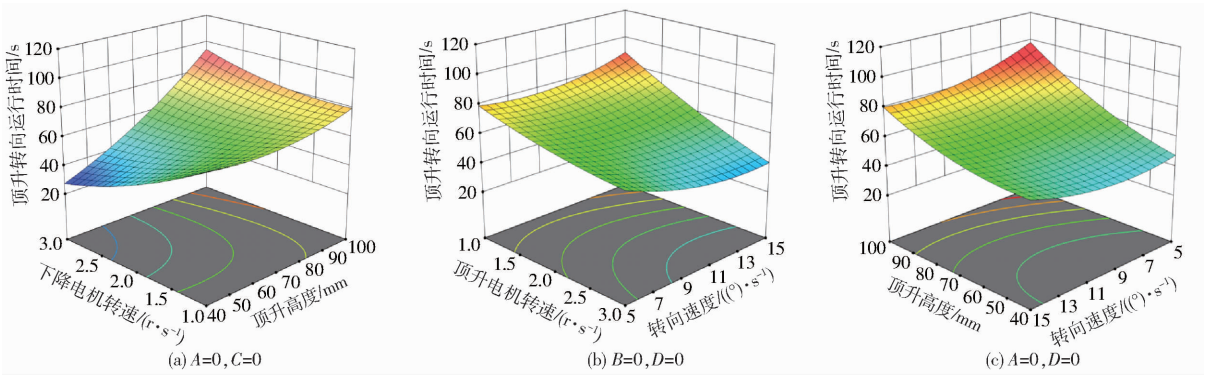


图 13 双因素交互作用与顶升转向运行时间的响应曲面

Fig. 13 Response surfaces for double factors interaction and jacking steering run time

(3)最优参数组合求解

为提高平台作业效率,降低转向过程中平台对地面覆膜损伤,利用 Design-Expert 13.0.15 软件求解最优参数组合,目标函数和边界约束函数为

$$\begin{cases} \min Y_1(A,B,C,D) \\ \min Y_2(A,B,C,D) \\ \text{s.t.} \begin{cases} -1 \leqslant A \leqslant 1 \\ -1 \leqslant B \leqslant 1 \\ -1 \leqslant C \leqslant 1 \\ -1 \leqslant D \leqslant 1 \end{cases} \end{cases} \tag{6}$$

用 Design-Expert 13.0.15 软件求解得顶升转向机构最优参数组合:顶升电机转速为 1.71 r/s、顶升高度为 40.00 mm、转向速度为 5 (°)/s、下降电机转速为 3.00 r/s,此时顶升转向运行时间为 31.98 s,地面覆膜作用力为 708.984 N。顶升机构底座面积为 0.023 m^2,则地膜所受压力为 30.83 kPa,远小于塑料薄膜弹性模量 200 MPa,所求得运动参数符合不破坏地面覆膜的需求。

4 原地转向参数验证试验

4.1 材料与方法

4.1.1 试验材料

试验于 2024 年 4 月在西北农林科技大学南校区科研温室(34°17′N,108°04′E)进行。按照高架种植模式搭建了设施环境模型,行驶路面使用农用塑料薄膜铺装,如图 14 所示。主要试验仪器和设备包括自制原地转向作业平台、薄膜应力传感器(FSR-8 Tekscan A301 型,8 个力测试通道,每个通道量程 0~150 N,分辨率 0.01 N,精度小于 ±3%)、秒表等,应力测试传感器布置及数据收集设备如图 14 所示。

4.1.2 试验方法

按照响应面仿真试验结果,顶升转向机构最优参数组合:顶升电机转速为 1.71 r/s、顶升高度为 40.00 mm、转向速度为 5 (°)/s、下降电机转速为 3.00 r/s。在平台控制系统中设置相应的运行参数,然后进行平台顶升转向验证试验,试验重复 10 次。试验时点击控制系统开始按钮后用秒表进行计时,平台停止动作计时结束;薄膜应力传感器数据采集设备全程记录传感器数据,并最终保存至 Excel 中。

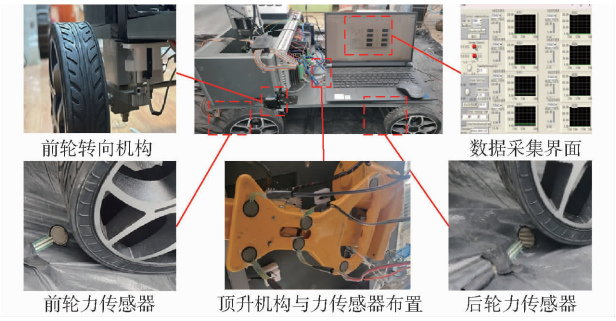


图 14 设施环境移动平台及数据采集系统

Fig. 14 Facility environment mobile platform and data acquisition system

4.2 试验结果

试验过程如图 15 所示。采集数据及分析结果见表 9。由表 9 可知,按照仿真优化参数进行运动,顶升转向运行时间均值为 33.08 s,变异系数为 5.68%,与仿真结果误差为 3.44%;对地面覆膜的作用力均值为 740.89 N,变异系数为 10.31%,与仿真结果误差为 4.50%。地膜所受到平均压力为 32.20 kPa,远小于塑料薄膜弹性模量 200 MPa,地面覆膜未出现损伤。

5 性能对比试验

5.1 材料与方法

5.1.1 试验材料

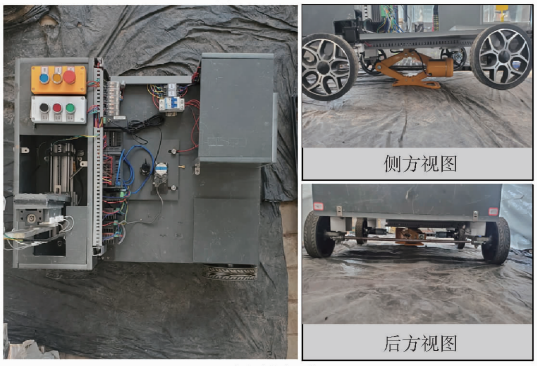
试验于 2024 年 9 月在西北农林科技大学南校区科研温室(34°17′N,108°04′E)进行。试验环境为草莓高架种植设施温室,行驶路面为农用塑料薄膜铺装地面。主要试验仪器和设备包括自制原地转向作业平台、薄膜应力传感器(FSR-8 Tekscan A301



(a) 初始位置



(b) 原地转向中



(c) 转向后

图 15　原地转向主要过程

Fig. 15　In-situ steering process

表 9　顶升转向试验结果

Tab. 9　Result of jacking steering test

试验序号	运行时间/s	覆膜作用力/N
1	31.45	845.65
2	32.77	805.62
3	31.52	758.63
4	31.25	788.23
5	34.26	804.32
6	30.66	769.12
7	33.41	652.32
8	36.52	675.25
9	34.12	615.69
10	34.85	694.12
平均值	33.08	740.89
标准差	1.88	76.42
变异系数/%	5.68	10.31
与仿真结果误差/%	3.44	4.50

型，8 个力测试通道，每个通道量程 0 ~ 150 N，分辨率 0.01 N，精度在 ±3% 之间）等，轮胎偏转角设置、应力测试传感器布置及数据收集设备如图 16 所示。



图 16　轮胎转向角设置与数据采集系统

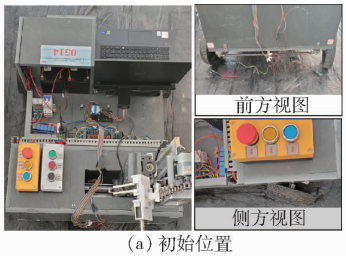
Fig. 16　Wheel steering and data acquisition system

5.1.2　试验方法

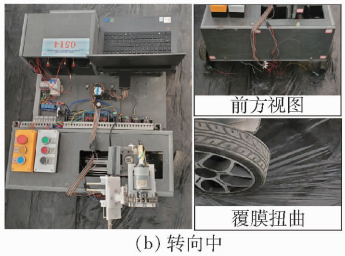
将平台放置到地面覆膜的温室中，在转向轮行进轨迹前粘贴薄膜应力传感器。将前轮角度调整至 30°、40°、50°[31]，车速为 0.2、0.3、0.4 m/s，在每个车速和角度组合下分别测 5 个作用力，将轮胎触地面积等效为 0.000 45 m^2[32]，将作用力转换为接触面产生的压力。

5.2　试验结果

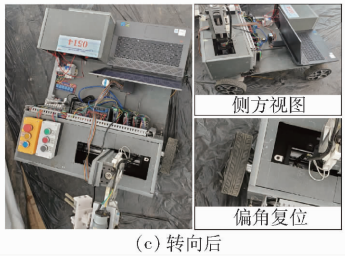
按照设定的转向轮角度和车速，分别测试 5 次并记录薄膜应力传感器读数，测试过程如图 17 所示，试验结果见表 10。



(a) 初始位置



(b) 转向中



(c) 转向后

图 17　轮胎转向主要过程

Fig. 17　Wheel steering main process

由表 10 可知，当平台行驶速度为 0.2 ~ 0.4 m/s、前轮角度为 30° ~ 50°时，转向轮对地面覆膜最大压

表 10 轮胎转向试验结果

Tab. 10 Result of wheel steering test

前轮角度/(°)	速度/(m·s^{-1})	作用力/N	压力/kPa
30	0.2	150.36	334.13
	0.3	151.30	336.22
	0.4	151.58	336.85
40	0.2	153.09	340.21
	0.3	152.67	339.26
	0.4	155.23	344.97
50	0.2	154.14	342.53
	0.3	154.65	343.66
	0.4	155.45	345.46

力为 345.46 kPa,是本文提出的原地转向方式(4.2 节原地转向试验结果)的 11 倍,本文提出的方法对地面覆膜压力降低 90.68%,减少了对温室地面覆膜损伤。

6 结论

(1)提出了一种基于电动顶升旋转的转向方法,设计了一种具有原地转向功能的轮式移动平台。通过顶升机构将平台整体顶升后进行旋转转向,消除了轮胎与地面的滑移转向。为设施农业移动平台的转向方式提供新的方法。

(2)通过 NX - ADAMS 多体动力学仿真软件分析了平台在原地顶升转向过程中的运行时间和对地面覆膜的作用力。通过响应曲面试验确定了平台顶升转向最优参数组合:顶升电机转速为 1.71 r/s、顶升高度为 40.00 mm、转向速度为 5 (°)/s、下降电机转速为 3.00 r/s,在此参数组合下运行时间最短,对地面覆膜作用力最小。

(3)按最优参数组合进行试验,试验结果表明,顶升转向运行时间均值为 33.08 s,变异系数为 5.68%,与仿真结果误差为 3.44%;对地面覆膜的作用力均值为 740.89 N,变异系数为 10.31%,与仿真结果误差为 4.50%。地膜所受到平均压力为 32.20 kPa,相较于传统转向轮转向模式对地面产生的压力 345.46 kPa,降低 90.68%,平台对地面覆膜损伤明显减少。证明了最优参数组合的准确性。

参 考 文 献

[1] 刘继展,吴硕. 草莓全程生产机械化技术与装备研究进展[J]. 农业机械学报,2021,52(5):1 - 16.
LIU Jizhan, WU Shuo. Research progress and prospect of strawberry whole-process farming mechanization technology and equipment[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021,52(5):1 - 16. (in Chinese)

[2] 姜赛珂,张美娜,李雪,等. 设施内自主移动装备导航控制技术研究进展[J]. 中国农机化学报,2022,43(3):159 - 169.
JIANG Saike, ZHANG Meina, LI Xue, et al. Development of navigation and control technology for autonomous mobile equipment in greenhouse[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2022,43(3):159 - 169. (in Chinese)

[3] 窦汉杰,陈震宇,翟长远,等. 果园智能化作业装备自主导航技术研究进展[J]. 农业机械学报,2024,55(4):1 - 22.
DOU Hanjie, CHEN Zhenyu, ZHAI Changyuan, et al. Research progress on autonomous navigation technology for orchard intelligent equipment[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024,55(4):1 - 22. (in Chinese)

[4] 刘成良,贡亮,苑进,等. 农业机器人关键技术研究现状与发展趋势[J]. 农业机械学报,2022,53(7):1 - 22, 55.
LIU Chengliang, GONG Liang, YUAN Jin, et al. Current status and development trends of agricultural robots[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(7):1 - 22, 55. (in Chinese)

[5] 许洪国,马彬,许言. 考虑轮胎和路面特性的车辆制动稳定性分析[J]. 哈尔滨工程大学学报,2013,34(10):1287 - 1293.
XU Hongguo, MA Bin, XU Yan. Analysis of the vehicle braking stability considering the tire and pavement features[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2013,34(10):1287 - 1293. (in Chinese)

[6] 毕松,韩奕非. 果园滑动转向机器人轮胎动力学参数实时估计方法[J]. 农业机械学报,2023,54(8):110 - 121, 192.
BI Song, HAN Yifei. Real-time estimation method of tire dynamics parameters for sliding steering robots in orchards[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023,54(8):110 - 121, 192. (in Chinese)

[7] 刘慧,龙友能,何思伟,等. 四轮独立电驱动高地隙喷雾机辅助转向系统设计与试验[J]. 农业工程学报,2021,37(13):30 - 37.
LIU Hui, LONG Youneng, HE Siwei, et al. Design and experiment of the auxiliary steering system for a four-wheel independent electrically driven high clearance sprayer[J]. Transactions of the CSAE, 2021,37(13):30 - 37. (in Chinese)

[8] 吕皓玉,王翔宇,谢斌,等. 分布式电驱动汽车原地转向机理与控制方法研究[J]. 中国公路学报,2024,37(3):231 - 244.
LÜ Haoyu, WANG Xiangyu, XIE Bin, et al. Research on mechanism and control of in-situ steering for distributed drive electric vehicles[J]. China Journal of Highway and Transport, 2024,37(3):231 - 244. (in Chinese)

[9] 付翔,谭雨豪,刘泽轩,等. 基于 MPC 的分布式驱动越野车辆原地转向控制研究[J]. 汽车工程学报,2023,13(6):867 - 878.
FU Xiang, TAN Yuhao, LIU Zexuan, et al. Research on pivot steering control of distributed driving off-road vehicles based on hierarchical structure[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2023,13(6):867 - 878. (in Chinese)

[10] BAE B, LEE D H. Design of a four-wheel steering mobile robot platform and adaptive steering control for manual operation [J]. Electronics, 2023, 12: 3511.

[11] WANG C, WANG S, MA H, et al. Research on the obstacle-avoidance steering control strategy of tracked inspection robots [J]. Applied Sciences, 2022, 12(20):10526.

[12] 程泽木,姜俊昭,蔡金文, 等. 基于轮胎六分力测试的 PAC2002 轮胎模型参数辨识方法研究[J]. 汽车实用技术,2018

(15):61 - 64.
CHENG Zemu, JIANG Junzhao, CAI Jinwen, et al. Research on PAC2002 tire model parameter identification method based on tire six component force test[J]. Automobile Applied Technology, 2018(15):61 - 64. (in Chinese)
[13] 白洋洋,吕洪波,黄吉全.滑移转向机器人不确定度分析及路面识别方法[J].计算机测量与控制,2019,27(6):163 - 166, 176.
BAI Yangyang, LÜ Hongbo, HUANG Jiquan. Uncertainty analysis of slip steering robot and pavement Identification method [J]. Computer Measurement & Control, 2019,27(6):163 - 166, 176. (in Chinese)
[14] 卓桂荣,余卓平,陈辛波.原地转向电动汽车参数化模型的建立[J].计算机集成制造系统,2005(5):707 - 711.
ZHUO Guirong, YU Zhuoping, CHEN Xinbo. Parameterized modeling of spot steering electric vehicle [J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2005(5):707 - 711. (in Chinese)
[15] 周福阳,郭康权,李岩,等.偏置转向轴原地转向轮胎力学特性研究[J].农业机械学报,2021,52(1):385 - 392, 417.
ZHOU Fuyang, GUO Kangquan, LI Yan, et al. Mechanical properties of tire during static steering based on offset steering shaft[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021,52(1):385 - 392, 417. (in Chinese)
[16] 赵德阳,李刚,白鸿飞.四轮独立驱动与转向试验车悬架系统设计[J].汽车实用技术,2020(5):84 - 86.
ZHAO Deyang, LI Gang, BAI Hongfei. Design of suspension system for four-wheel independent drive and steering test vehicle [J]. Automobile Applied Technology, 2020(5):84 - 86. (in Chinese)
[17] HANG P, CHEN X. Towards autonomous driving: review and perspectives on configuration and control of four-wheel independent drive/steering electric vehicles[J]. Actuators, 2021, 10: 184.
[18] 杨怀彬,张豫南,黄涛,等.新型履带式全方位移动平台运动分析[J].浙江大学学报(工学版),2018,52(7):1345 - 1353, 1397.
YANG Huaibin, ZHANG Yu'nan, HUANG Tao,et al. Motion analysis of novel track omnidirectional platform[J]. Journal of Zhejiang University(Engineering Science), 2018,52(7):1345 - 1353, 1397. (in Chinese)
[19] 张豫南,杨怀彬,黄涛, 等.向心型履带式全方位移动平台运动分析[J].兵工学报,2017,38(12):2309 - 2320.
ZHANG Yu'nan, YANG Huaibin, HUANG Tao, et al. Analysis about motion of centripetal tracked omnidirectional mobile platforms[J]. Acta Armamentarii,2017,38(12):2309 - 2320. (in Chinese)
[20] 周福阳,郭康权,张新月,等.农用柔性底盘前轮转向动力学研究[J].农业机械学报,2022,53(2):401 - 411.
ZHOU Fuyang, GUO Kangquan, ZHANG Xinyue, et al. Dynamics research on front wheel steering of agricultural flexible chassis[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(2):401 - 411. (in Chinese)
[21] 扈凯,张文毅,李坤,等.高地隙三角履带底盘多体动力学建模与试验[J].农业机械学报,2021,52(7):386 - 394.
HU Kai, ZHANG Wenyi, LI Kun, et al. Multi-body dynamics modeling and experiment of triangular tracked chassis with high ground clearance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021,52(7):386 - 394. (in Chinese)
[22] 韩明兴,李淼,段宏兵,等.植物茎秆柔性夹持装置刚柔耦合仿真与试验[J].农业机械学报,2024,55(2):109 - 118.
HAN Mingxing, LI Miao, DUAN Hongbing, et al. Rigid-flexible coupling simulation and experiment of plant stem clamping device based on ADAMS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024,55(2):109 - 118. (in Chinese)
[23] 朱惠斌,吴宪,白丽珍,等.基于 EDEM - ADAMS 仿真的稻茬地双轴破茬免耕装置研制[J].农业工程学报,2022,38(19):10 - 22.
ZHU Huibin, WU Xian, BAI Lizhen, et al. Development of the biaxial stubble breaking no-tillage device for rice stubble field based on EDEM - ADAMS simulation[J]. Transactions of the CSAE, 2022,38(19):10 - 22. (in Chinese)
[24] LIN X, ZHU Y, XIE Z. Mechanics modeling and simulation analysis of a novel articulated chassis for forestry [J]. Sustainability, 2022, 14(23):16118.
[25] SU L, LIU R, LIU K, et al. Greenhouse tomato picking robot chassis[J]. Agriculture, 2023, 13(3):532.
[26] YIN C, WANG S, GAO J, et al. Steering tracking control based on assisted motor for agricultural tractors[J]. International Journal of Control, Automation, and Systems, 2019, 17: 2556 - 2564.
[27] 舒彩霞,曹士川,廖宜涛,等.基于 ADAMS 的油菜割晒机顺向侧铺装置参数优化与试验[J].农业机械学报,2022,53(增刊 2):11 - 19,38.
SHU Caixia, CAO Shichuan, LIAO Yitao, et al. Parameter optimization and experiment of forward laying device for rape windrower based on ADAMS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(Supp. 2):11 - 19, 38. (in Chinese)
[28] 李国平,吉沐祥,霍恒志,等.草莓高架栽培技术研究[J].中国园艺文摘,2015,31(7):199 - 200.
[29] 机械设计手册编委会.机械设计手册:第 1 卷[M].北京:机械工业出版社,2004.
[30] 崔永杰, 王明辉, 张鑫宇, 等. 基于支持向量机回归的营养液调控模型研究[J]. 农业机械学报, 2021, 52(1): 312 - 323.
CUI Yongjie, WANG Minghui, ZHANG Xinyu, et al. Regulation model research of nutrient solution based on support vector machine regression[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(1): 312 - 323. (in Chinese)
[31] 谢永良, 尹建军, 贺坤, 等. 轮式 AGV 纯滚动转向系统设计与无侧滑转向控制研究[J]. 农业机械学报, 2018, 49(4):27 - 35.
XIE Yongliang, YIN Jianjun, HE Kun, et al. Pure rolling steering system design and research on non-sideslip steering control for wheeled AGV[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4):27 - 35. (in Chinese)
[32] 王岩, 林炳钦, 梁冠群, 等. 智能轮胎的垂向力预测应用研究[J].轮胎工业, 2019, 39(2):117 - 121.
WANG Yan, LIN Bingqin, LIANG Guanqun, et al. Tire vertical force estimation based on smart tire system [J]. Tire Industry, 2019, 39(2):117 - 121. (in Chinese)