

分布式设施园艺电动平台的车速-滑转率串级控制器设计

于 鹏¹, 陈 凤¹, 陈 龙¹, 郑恩来^{1*}, 罗志涛¹, 汪小昆¹,
胡良龙², 曹光乔², 赵山虎³

(1. 南京农业大学工学院, 南京 211800; 2. 农业农村部南京农业机械化研究所, 南京 210014;
3. 江苏悦达智能农业装备有限公司, 盐城 224002)

摘 要: 在旋耕作业工况下, 机具高负载干扰易导致轮胎滑转率过大和车速跟踪精度不足, 严重影响分布式设施园艺电动平台的纵向稳定性。针对上述问题, 该研究提出一种基于积分鲁棒车速-滑模滑转率串级控制方法, 并通过仿真和实车试验验证其有效性。首先, 考虑车轮-土壤相互作用及旋耕作业阻力特性, 建立分布式设施园艺电动平台-旋耕机具耦合系统的动力学模型, 在此基础上设计外环车速控制器, 通过引入积分鲁棒控制方法抑制建模误差与负载扰动引起的稳态偏差, 从而保证作业速度的稳定性; 进一步基于滑模控制设计内环滑转率控制器, 以轮胎力学模型反向求解得到的最优滑转率作为参考输入, 实现滑转率的快速收敛与精确跟踪。在突遇泥泞路段工况下, 串级控制方法的车速平均误差为 0.10 km/h, 相较于切换控制和车速控制分别降低了 16.6% 和 67.7%; 车速恢复时间为 0.11 s, 相较于切换控制和车速控制分别缩短了 64.5% 和 68.6%。在耕深变换工况下, 串级控制方法的车速平均误差为 0.07 km/h, 相较于切换控制和车速控制分别降低了 40.0% 和 52.0%。实车试验结果表明, 加速工况下, 该控制方法的平均滑转率相较于切换控制和车速控制分别降低了 11.7% 和 16.6%, 车速平均误差分别降低了 4.3% 和 8.3%; 在深耕工况下, 该控制方法的平均滑转率相较于切换控制和车速控制分别降低了 23.5% 和 31.6%, 车速平均误差分别降低了 20.0% 和 37.5%。所设计的串级控制方法通过外环与内环控制器协同作用, 形成驱动防滑与车速调节的一体化控制, 提升了整车在高扰动工况下的纵向稳定性, 有效抑制了平台在旋耕作业过程的滑转率, 提升了车速控制性能和作业稳定性。

关键词: 农业机械; 电动平台; 旋耕作业; 滑转率控制; 串级控制

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202510014

中图分类号: S219.4

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2026)-12-0097-09

于鹏, 陈凤, 陈龙, 等. 分布式设施园艺电动平台的车速-滑转率串级控制器设计[J]. 农业工程学报, 2026, 42(12): 97-105. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202510014 <http://www.tcsae.org>

YU Peng, CHEN Feng, CHEN Long, et al. Design of a cascaded vehicle speed and slip rate controller for the distributed electric-drive horticultural facility platform[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2026, 42(12): 97-105. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202510014 <http://www.tcsae.org>

0 引 言

分布式设施园艺电动平台采用四轮独立驱动/转向结构和轮毂电机直接驱动方式, 具有卓越的行走灵活性与动态响应能力^[1-3]。然而, 在旋耕等土壤强扰动作业条件下, 机具负载剧烈变化易引发驱动轮滑转率激增、车速波动大等问题, 直接影响平台的纵向稳定性和作业质量^[4-8]。因此, 有必要针对该类平台开展高扰动工况下的驱动防滑与车速一体化控制研究, 提升其在实际作业条

件下的跟踪精度与抗扰能力。

在农机车速控制方面, 现有研究已取得一定进展。王卓等^[9]针对拖拉机纵向动力传动系统的非线性特性, 设计了滑模变结构控制器。仿真结果表明, 相较于传统的 PID 控制, 该控制策略提升了系统对非线性因素和外部干扰的鲁棒性。吴才聪等^[10]针对拖拉机速度波动问题, 提出了基于数字高程模型和前馈控制的拖拉机稳速方法, 验证了该方法在起伏农田环境下的有效性。现有研究虽能提升车速控制精度, 但多针对轻载或一般工况。而在高负载旋耕作业中, 刀辊切削会显著增加土壤阻力, 易引起驱动力骤增和车轮打滑, 从而削弱平台稳定性^[11-13]。因此, 有必要在车速控制基础上引入滑转率控制, 通过实时调节各轮转矩抑制滑转, 以提升作业适应性与安全性。

在滑转率控制方面, 陈凤等^[14]设计了基于自适应滑模算法的防滑控制器, 并开展了分布式设施园艺电驱移动平台实车试验, 结果表明所提控制策略可降低车轮滑转率误差。冯彦彪等^[15]针对目前大功率车辆在起步阶段车轮容易出现打滑空转现象, 提出了基于最优滑转率的

收稿日期: 2025-10-05 修订日期: 2025-12-02

基金项目: 江苏省前沿技术研发计划(现代农业)项目(BF2025313); 国家重点研发计划项目(2023YFD2000302; 2023YFD2000304); 江苏省农机研发制造推广应用一体化试点专项(JSYTH2025-09; JSYTH04); 中央级所级基本科研业务费项目(S202414-2); 南京市现代农机装备与技术创新示范项目(NJ(2023)04)

作者简介: 于鹏, 研究方向为移动作业机器人驱控系统研究。

Email: yupeng199910@163.com

*通信作者: 郑恩来, 博士, 教授, 博士生导师, 研究方向为设施园艺电驱移动作业机器人。Email: enlaizheng@njau.edu.cn

驱动防滑控制策略, 试验结果表明, 起步阶段可以将滑转率稳定在 0.2, 将整车加速度提高了 15.8%。LENG 等^[16]基于滑模控制律和比例积分 (PI) 控制方法设计了滑转率跟踪控制器, 试验结果表明, 与不安装滑转率控制器的分布式驱动车辆相比, 控制后的车辆在低附着路面上可以防止严重的车轮打滑, 提高行驶性能。赵治国等^[17]开发了逻辑门限及 P-Fuzzy-PI 多模态分段驱动防滑控制算法, 试验表明在该控制方法下, 加速时间降低了 36.3%, 改善了车辆的起步加速性能。BAI 等^[18]提出了一种基于非精确车速的防滑控制, 通过设计车速控制内环以防止滑移, 仿真和道路测试结果表明, 该控制方法在应对复杂工况和外部干扰方面具有强大的鲁棒性和适应性。上述控制方法能够在加速或大负荷工况下有效抑制滑转率。然而, 由于缺少车速控制的直接参与, 系统往往难以保证作业过程中的车速稳定性。为此, 部分研究尝试将车速与滑转率控制相结合, 例如王同杰^[19]通过比较滑转率控制转矩与需求转矩, 实现滑转率的启闭控制, 可将滑转率控制在有效范围。WANG 等^[20]提出了一种耕作速度与滑移率之间的切换控制方法, 能够在不同犁地阻力下有效地控制速度和滑移率, 速度保持在约 6 km/h 的同时平均滑移率降低了 38.26%。上述控制方法在改善滑转率的同时能够保持车速, 但对于扰动剧烈的旋耕工况而言, 滑转率控制的频繁启闭可能引起系统响应抖动, 进而降低整体作业稳定性与响应性能。

综上所述, 传统的单一车速控制和滑转率-车速切换控制在高负载旋耕工况下均难以满足作业需求。为此, 本文提出一种基于积分鲁棒车速-滑模滑转率的串级控制方法, 首先, 建立分布式设施园艺电动平台-旋耕机具耦合系统的动力学模型; 其次, 设计外环积分鲁棒车速控制与内环滑模滑转率控制相结合的串级控制架构, 并基于李雅普诺夫方法证明该闭环系统的稳定性; 最后, 结合仿真分析与实地旋耕试验, 从车速跟踪精度与滑转率抑制效果两个方面验证所提串级控制方法的有效性及其综合性能。

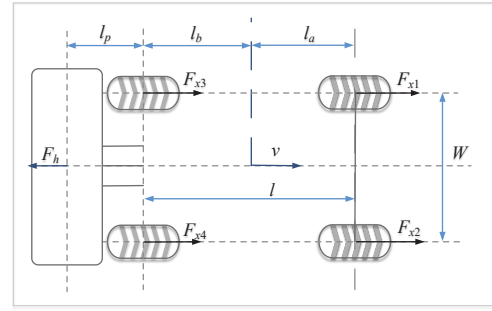
1 设施园艺电动平台-机具耦合系统动力学建模

本文研究对象为集成旋耕机具的分布式设施园艺电动平台。该平台由整车控制器协调控制, 通过电机驱动器分别驱动每个独立轮毂电机, 实现精准的驱动转矩调节, 并由独立转向机构控制各轮转向角, 以适应复杂作业路径。同时, 平台后部集成了由永磁同步电机驱动, 经链式传动带动旋耕刀运转的旋耕机具, 可实现高效、均匀的土壤翻整作业。

1.1 电动平台动力学建模

针对旋耕作业过程中车速波动、车轮滑转和机具扰动等问题, 基于平台受力特性建立纵向-垂向动力学模型 (图 1)、车轮模型及旋耕机具-土壤作用模型。其中, 纵向-垂向动力学模型用于分析载荷转移和垂向振动特性, 车轮模型用于描述驱动力与滑转率之间的关系, 旋耕机具-土壤作用模型用于表征旋耕阻力对平台运行

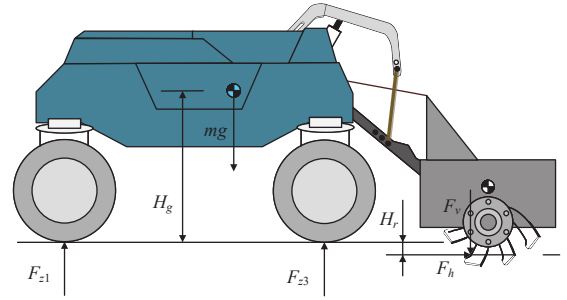
状态的影响, 为后续车速-滑转率串级控制器设计提供理论基础。



a. 纵向动力学模型
a. Longitudinal dynamics model

注: F_h 为水平旋耕阻力, N; F_{xi} 为轮胎纵向力, $i=1$ (左前轮)、2 (右前轮)、3 (左后轮)、4 (右后轮), N; W 为轮距, m; l 为轴距, m; l_b 为质心到前轴距离, m; l_a 为质心到后轴距离, m; l_p 为机具质心到后轴的水平距离, m; v 为车速, $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ 。

Note: F_h is the horizontal rotary tillage resistance, N; F_{xi} is the tire longitudinal force, where $i=1$ (left front wheel), 2 (right front wheel), 3 (left rear wheel), and 4 (right rear wheel), N; W is the wheel track, m; l is the wheelbase, m; l_b is the distance from the center of mass to the front axle, m; l_a is the distance from the center of mass to the rear axle, m; l_p is the horizontal distance from the center of mass of the implement to the rear axle, m; v is the vehicle speed, $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$.



b. 垂向动力学模型
b. Vertical dynamics model

注: F_{zi} 为车轮载荷, $i=1$ (左前轮)、2 (右前轮)、3 (左后轮)、4 (右后轮), N; H_g 为质心离地高度, m; H_r 为刀辊离地高度, m; m 为平台质量, kg; g 为重力加速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$; F_v 为总垂直阻力, N; F_h 为总水平阻力, N。

Note: F_{zi} is the wheel load, where $i=1$ (left front wheel), 2 (right front wheel), 3 (left rear wheel), and 4 (right rear wheel), N; H_g is the height of the center of mass from the ground, m; H_r is the height of the blade roller from the ground, m; m is the platform mass, kg; g is the gravitational acceleration, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$; F_v is the total vertical resistance, N; F_h is the total horizontal resistance, N.

图 1 分布式设施园艺电动平台动力学模型

Fig.1 Dynamic model of the distributed electric-drive horticultural facility mobile platform

电动平台在设施园艺场景下旋耕作业时通常为直线行驶, 因此将其简化为前进方向的直线运动, 忽略侧向动力学耦合。电驱移动平台纵向力平衡方程如下:

$$ma_x = \sum_{i=1}^4 (F_{xi} - F_{fi}) - F_h - F_D \quad (1)$$

式中 a_x 为纵向加速度, m/s^2 ; F_{fi} 为各轮胎受到的滚动阻力, N; F_D 为建模误差, N。

对后轴取矩, 电驱移动平台俯仰力矩平衡方程如下:

$$mgl_b + F_h H_r + ma_x H_g = (F_{z1} + F_{z2})l - F_v l_p \quad (2)$$

平台轮胎垂向载荷由静载荷、平台纵向加速度引起的动态载荷和机具作业引起的附加载荷三部分组成^[21], 根据式 (2) 得出平台作业时的垂向载荷如下:

$$\begin{cases} F_{z1} = F_{z2} = \frac{l_b mg}{2l} - \frac{H_g m}{2l} a_x + \frac{H_r}{2l} F_h - \frac{l_p}{2l} F_v \\ F_{z3} = F_{z4} = \frac{l_a mg}{2l} + \frac{H_g m}{2l} a_x - \frac{H_r}{2l} F_h + \frac{l_p + l}{2l} F_v \end{cases} \quad (3)$$

1.2 旋耕机具作业阻力模型

在分布式设施园艺电动平台中，分布式驱动系统不仅需克服车辆自身行驶阻力，还需提供足够牵引力以应对旋耕作业过程中的土壤阻力^[22]。为模拟旋耕作业工况下的负载特性，建立旋耕作业时的土壤阻力模型，水平阻力如下：

$$F_h = F_c + F_b (F_c = k_c b d n, F_b = k_b b d n \mu) \quad (4)$$

式中 F_c 为土壤切削阻力，N； F_b 为土壤推移阻力，N； k_c 为土壤切削比阻，N/m²； b 为单刀片宽度，m； d 为耕深，m； n 为同时切削片数， μ 为土壤摩擦系数。

垂直阻力如下：

$$F_v = F_{v1} + F_{v2} (F_{v1} = k_v b d n, F_{v2} = \gamma g d^2 L \tan \phi) \quad (5)$$

式中 F_{v1} 为刀片入土阻力，N； F_{v2} 为土堡抬升阻力，N； k_v 为土壤垂直比阻，N/m²； g 为重力加速度，m/s²； γ 为土壤密度，kg/m³； ϕ 为土壤内摩擦角，rad； L 为切削长度，m。

1.3 车轮模型

分布式设施园艺电动平台采用轮毂电机直驱技术，可有效提升系统紧凑性和传动效率。在实际作业工况中，最高车速为 10 km/h，忽略空气阻力影响^[10]，车轮力矩平衡方程为

$$J_w \frac{d\omega_i}{dt} = T_i - F_{xi} R + D(t) \quad (6)$$

式中 J_w 为车轮转动惯量，kg·m²； ω_i 为车轮转速，rad/s； R 为车轮半径，m； T_i 为电机转矩，N·m； $D(t)$ 为干扰项，N·m。

轮毂电机模型可简化为二阶系统，将电机转矩 T_i 和需求转矩 T_{di} 用二阶传递函数表示：

$$\frac{T_i}{T_{di}} = \frac{1}{s^2 + 2\xi s + 1} \quad (7)$$

式中 s 为拉普拉斯算子，s⁻¹； ξ 为阻尼比。

在设施园艺环境下，车轮与土壤之间存在相互作用，其纵向动力学表现主要由滚动摩擦阻力和牵引力决定。为在模型复杂度与控制器实用性之间取得平衡，忽略轮胎高频动力学，采用经验模型描述轮胎纵向力和滚动阻力^[23]：

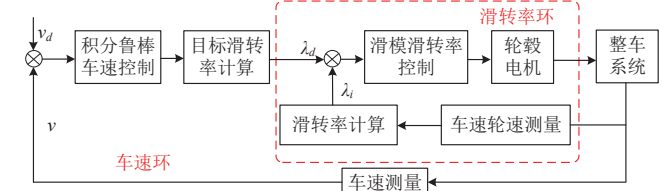
$$\begin{cases} F_x(\lambda_i) = F_z(\lambda_i) \mu_{\max} (1 - e^{-\kappa \lambda_i}) \\ F_{fi}(\lambda_i) = (C_0 + C_1 \lambda_i) F_{zi} \end{cases} \quad (8)$$

式中 $F_x()$ 为轮胎纵向力，N； $F_{fi}()$ 为轮胎滚动阻力，N； $\mu_{\max}$ 为土-胎能达到的极限附着系数， C_0 为基础滚动阻力系数， C_1 为滑转敏感系数，反映土壤剪切破坏和推土效应导致的滚动阻力增量。 λ_i 为车轮滑转率，具体表达式如下：

$$\lambda_i = \frac{\omega_i R - v}{\omega_i R} \quad (9)$$

2 车速-滑转率串级控制器设计

系统采用车速-滑转率串级控制架构。外环为积分鲁棒车速控制，用于抑制扰动与建模误差，确保车速稳定；内环为滑模滑转率控制，以轮胎力学模型反解得到的最优滑转率作为参考输入，依托滑模控制的强抗干扰能力，实现滑转率的快速收敛与精确跟踪。整体控制框架如图 2 所示。



注：v 为实际车速，m·s⁻¹； v_d 为目标车速，m·s⁻¹； λ_i 为车轮滑转率； λ_d 为目标滑转率。

Note: v is the actual speed, m·s⁻¹; v_d is the target vehicle velocity, m·s⁻¹; λ_i is the wheel slip rate; λ_d is the target slip rate.

图 2 串级控制器原理图

Fig.2 Principle diagram of the cascaded controller

2.1 车速控制环

为保证分布式设施园艺电驱移动平台精准达到目标车速，定义车速误差 e_1 和类滑模变量 e_2 ：

$$\begin{cases} e_1 = v - v_d, \\ e_2 = \dot{e}_1 + k_1 e_1 \end{cases} \quad (10)$$

式中 v_d 为目标车速， k_1 为正增益。将变量进一步整合可得类滑模变量 e_2 的表达式为

$$e_2 = \dot{e}_1 + k_1 e_1 = (\dot{v} - \dot{v}_d) + k_1 e_1 \quad (11)$$

将整车纵向力 F_x 作为控制输出，根据式 (11) 可得 F_x 为

$$\begin{cases} F_x = F_a + F_s, \\ F_s = F_{s1} + F_{s2}, \\ F_{s1} = -k e_2 \end{cases} \quad (12)$$

式中 F_a 为方程补偿项，N，用于补偿已知模型误差； k 为常数； F_s 为鲁棒反馈项，N； F_{s1} 为线性反馈项，N，用于稳定系统； F_{s2} 为积分鲁棒项，N。 F_a 的表达式为

$$F_a = \sum_{i=1}^4 F_{fi} + F_h + m \dot{v}_d \quad (13)$$

由于平台纵向系统存在明显的非线性特性，仅依靠线性反馈控制无法达到较好的车速控制效果，因此引入积分鲁棒项进一步降低其不确定性，并用可调增益补偿未建模动态、参数摄动和外部扰动等不确定性因素。 F_{s2} 的具体表达式为

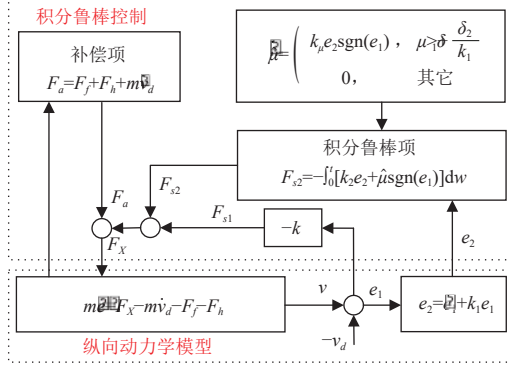
$$F_{s2} = - \int_0^t [k_2 e_2 + \hat{\mu} \text{sgn}(e_1)] dw \quad (14)$$

式中 w 为积分变量，s； t 为当前时间，s； k_2 为常数， $\hat{\mu}$ 为鲁棒增益 μ 估计值， $\text{sgn}()$ 为符号函数， $\hat{\mu}$ 的具体表达式如下，具体控制框图如图 3 所示。

$$\hat{\mu} = \begin{cases} k_\mu e_2 \text{sgn}(e_1), & \hat{\mu} > \delta_1 + \frac{\delta_2}{k_1} \\ 0, & \text{其他} \end{cases} \quad (15)$$

将式 (1) 和式 (10) 代入式 (11) 并求导得:

$$(m+k_1)\dot{e}_2=(mk_1-k_2)e_2-mk_1^2e_1-\hat{\mu}\text{sgn}(e_1)-\dot{F}_D \quad (16)$$



注: F_a 为方程补偿项, N; F_{s1} 为线性反馈项, N; F_{s2} 为积分鲁棒项, N; e_1 为车速误差, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$; e_2 为类滑模变量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ 。
Note: F_a is the equation compensation term, N; F_{s1} is the linear feedback term, N; F_{s2} is the integral robust term, N; e_1 is the vehicle speed error, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$; e_2 is the sliding-mode-like variable, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$.

图3 车速控制环原理图

Fig.3 Principle diagram of the vehicle speed control loop

为便于后续的稳定性分析, 设 $\rho_1 = \dot{F}_D$, 对于干扰信号做出以下假设^[24]:

$$\begin{cases} |\dot{\rho}_1| \leq \delta_1 \\ |\ddot{\rho}_1| \leq \delta_2 \end{cases} \quad (17)$$

为便于控制器的稳定性分析, 首先声明以下引理:

引理: 定义辅助函数 $L(t)$ 如下:

$$L(t) = -e_2\mu\text{sgn}(e_1) + e_2\rho_1 \quad (18)$$

如果鲁棒增益满足 $\mu > \delta_1 + \frac{\delta_2}{k_1}$, 则:

$$P_1(t) = \mu|e_1(0)| - e_1(0)\rho_1(0) - \int_0^t L(w)dw \leq 0 \quad (19)$$

式中 $\rho_1(0)$ 和 $e_1(0)$ 分别为 ρ_1 和 e_1 的初始值。具体证明见参考文献 [25]。

定理: 通过调整参数 k_1, k_2 , 使对称矩阵 A 正定, 其中:

$$A = \begin{bmatrix} k_1 & \frac{k_1^2-1}{2} \\ \frac{k_1^2-1}{2} & k_2-mk_1 \end{bmatrix} \quad (20)$$

则闭环系统中的所有信号都是有界的, 且控制器可获得渐近稳定性, 即 $t \rightarrow \infty$ 时 $z \rightarrow 0$, 其中 $z = [e_1, e_2]^T$ 。

稳定性分析: 定义李亚普诺夫函数如下:

$$V = \frac{1}{2}e_1^2 + \frac{1}{2}(m+k_1)e_2^2 + \frac{1}{2k_\mu}\tilde{\mu}^2 \quad (21)$$

代入式 (10) 和 (16) 可得:

$$\begin{aligned} \dot{V} = & e_1(e_2 - k_1e_1) + \dot{P}_1 + \frac{1}{k_\mu}\tilde{\mu}\dot{\mu} + \\ & e_2[(mk_1 - k_2)e_2 - mk_1^2e_1 - \hat{\mu}\text{sgn}(e_1) - \dot{F}_D] \end{aligned} \quad (22)$$

将 P_1 表达式 (19) 和 $\dot{\mu}$ 表达式 (15) 代入上式得:

$$\begin{aligned} \dot{V} = & e_2[(mk_1 - k_2)e_2 - mk_1^2e_1 - \hat{\mu}\text{sgn}(e_1) - \dot{F}_D] - \\ & e_1(e_2 - k_1e_1) + e_2\mu\text{sgn}(e_1) + e_2\rho_1 + \tilde{\mu}e_2\text{sgn}(e_1) \end{aligned} \quad (23)$$

整理可得:

$$\begin{aligned} \dot{V} = & e_1(e_2 - k_1e_1) + e_2[(mk_1 - k_2)e_2 - mk_1^2e_1] \\ = & e_1e_2 - k_1e_1^2 + (mk_1 - k_2)e_2^2 - mk_1^2e_1e_2 \end{aligned} \quad (24)$$

将式 (20) 的对称矩阵 A 代入上式, 最终得到:

$$\begin{aligned} \dot{V} = & -k_1e_1^2 + (mk_1 - k_2)e_2^2 + (1 - k_1^2)e_1e_2 \\ \leq & -z^T A z \leq \lambda_{\min}(A)(e_1^2 + e_2^2) = -W \end{aligned} \quad (25)$$

根据式 (25) 可知, W 是有界的, 根据 e_1 和 e_2 的表达式, 可知 W 的导数有界, 因此 W 是一致连续的。根据 Barbalat 引理, 当 $t \rightarrow \infty$, $W \rightarrow 0$, 证明定理成立^[26]。

2.2 滑转率控制环

对于各轮纵向力采用动态载荷分配:

$$F_{xi} = \frac{F_{zi}}{\sum_{i=1}^4 F_{zi}} F_X \quad (26)$$

根据式 (8) 得出目标滑转率为

$$\lambda_d = -\frac{1}{K} \ln\left(1 - \frac{F_{xi}}{F_{zi}\mu_{\max}}\right) \quad (27)$$

为保证平台精准达到目标滑转率, 对式 (9) 求导得:

$$\dot{\lambda}_i = -\frac{\dot{v}}{\omega_i R} + \frac{v}{\omega_i^2 R} \dot{\omega}_i \quad (28)$$

将车轮动力学模型 (6) 代入式 (28) 得:

$$\dot{\lambda}_i = -\frac{\dot{v}}{\omega_i R} + \frac{v}{J_w R \omega_i^2} (T_i - F_{xi} R + D(t)) \quad (29)$$

定义滑转率误差 e 为

$$e = \lambda_i - \lambda_d \quad (30)$$

式中 λ_d 为目标滑转率。将式 (30) 代入式 (29) 得:

$$\dot{e} = -\frac{\dot{v}}{\omega_i R} + \frac{v}{J_w R \omega_i^2} (T_i - F_{xi} R + D(t)) - \dot{\lambda}_d \quad (31)$$

滑模面 s 设计如下:

$$s = c_a e + c_b \int e dt \quad (32)$$

式中 c_a 和 c_b 均为常数, 为保证系统从任一点出发的状态都可到达滑模面, 设计趋近律为

$$\dot{s} = -k_h s - q \text{sat}(s) \quad (33)$$

式中 k_h 和 q 均为常数, $\text{sat}(s)$ 为饱和函数, 具体形式为

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} 1, & s > \delta \\ \frac{s}{\delta}, & |s| \leq \delta \\ -1, & s < -\delta \end{cases} \quad (34)$$

式中 δ 为边界层厚度。

将车轮动力学模型代入得到控制转矩:

$$\begin{aligned} T_i = & \frac{\dot{v} J_w \omega_i}{v} + F_{xi} R - \frac{k_h J_w R \omega_i^2}{c_a v} s - \\ & \frac{q J_w R \omega_i^2}{c_a v} \text{sat}(s) - \frac{c_b J_w R \omega_i^2}{c_a v} e \end{aligned} \quad (35)$$

为证明系统的稳定性, 构造李雅普诺夫函数如下:

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (36)$$

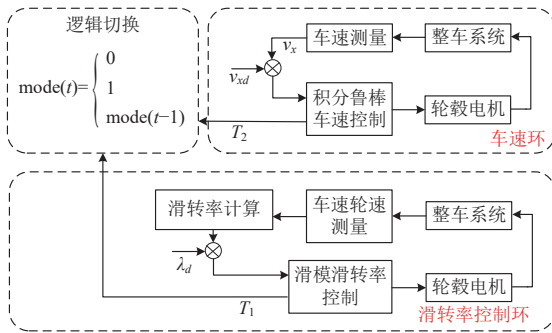
对式 (36) 求导, 并将式 (33) 代入可得:

$$\dot{V} = s\dot{s} = s[-k_h s - q\text{sat}(s)] \quad (37)$$

根据式 (34) 可知, 式 (37) 恒小于 0, 因此控制器稳定有效。

3 仿真分析

为了验证本文提出的积分鲁棒车速-滑模滑转率串级控制方法的有效性, 基于 Matlab/Simulink 仿真环境搭建平台-机具动力学模型, 并针对直线加速、突遇泥泞路段以及耕深变换 3 种工况进行仿真测试, 进一步引入单一车速控制以及切换控制两种控制方法进行对比: 单一车速控制即仅依靠车速误差调节驱动力以保持速度稳定, 切换控制 (图 4), 在车速控制与滑转率控制之间根据如式 (38) 的阈值逻辑进行模式切换。平台主要结构参数如表 1 所示。



注: $\text{mode}(t)$ 为 t 时刻的控制模式, 0 为滑转率控制, 1 为车速控制; T_1 为滑转率控制环输出转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; T_2 为车速环输出转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$ 。

Note: $\text{mode}(t)$ is the control mode at time t , where 0 represents slip rate control and 1 represents vehicle speed control; T_1 is the output torque of the slip rate control loop, $\text{N}\cdot\text{m}$; T_2 is the output torque of the vehicle speed control loop, $\text{N}\cdot\text{m}$ 。

图 4 切换控制原理图

Fig.4 Principle diagram of the switching control

表 1 平台参数

Table 1 Platform parameters

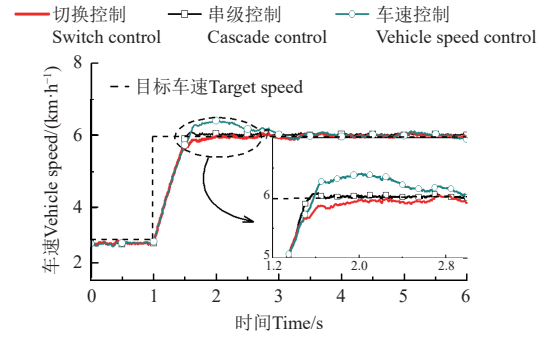
平台参数 Platform parameters	数值 Value
轴距 Wheelbase/m	1.60
轮距 Wheel track/m	1.40
质心高度 Center of mass height /m	0.89
车轮滚动半径 Wheel rolling radius /m	0.35
平台质量 Mass of platform/kg	1 800
平台转动惯量 Platform rotational inertia/($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	1950
轮毂电机峰值扭矩 Hub motor peak torque/($\text{N}\cdot\text{m}$)	1 060

$$\text{mode}(t) = \begin{cases} 0, & \lambda_i > 0.3 \\ 1, & \lambda_i < 0.21 \text{ 且 } T_h > T_z + \Delta T \\ \text{mode}(t-1), & \text{其他} \end{cases} \quad (38)$$

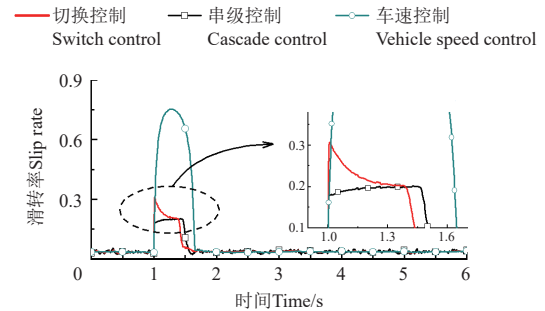
式中 ΔT 为切换裕度, $\text{N}\cdot\text{m}$ 。

3.1 直线加速工况

为评估平台在典型旋耕作业条件下的驱动控制性能, 分析移动平台在变速工况下的驱动响应进行分析。设置旋耕低速区常用的 3 km/h , 于 1 s 时将期望车速提高至 6 km/h , 模拟设施下急加速过程。选取左后轮作为代表对象, 仿真结果如图 5 所示, 性能指标如表 2 所示。



a. 车速仿真结果
a. Simulation results of vehicle speed



b. 滑转率仿真结果
b. Simulation results of slip rate

图 5 直线加速工况的仿真结果

Fig.5 Simulation results under straight-line acceleration conditions

表 2 直线加速工况的性能指标对比

Table 2 Performance indicator comparison

控制方法 Control method	最大滑转率 Maximum slip rate	稳定时间 Stabilization time/s	超调量 Overshoot/($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)
车速控制 Vehicle speed control	0.75	0.77	0.40
切换控制 Switch control	0.31	0.55	0
串级控制 Cascaded control	0.20	1.91	0.09

结果表明, 在加速至 6 km/h 的直线加速工况下, 3 种控制均可实现对目标车速的有效跟踪, 但纯车速控制方法由于驱动转矩缺乏滑转率闭环控制, 导致驱动转矩超过路面附着极限, 引发车轮出现大幅滑转, 导致车速恢复稳定时间缓慢, 车速稳定时间为 1.91 s , 超调量为 0.40 km/h , 最大滑转率为 0.75 ; 对于滑转率-车速切换控制, 滑转率升高到阈值 0.30 以上时, 控制切换为滑转率控制, 将滑转率稳定在 0.20 , 使滑转率处于最优滑转率加速, 使得滑转率相对于车速控制降低, 且没有超调, 稳定时间为 0.77 s , 但由于切换控制有防止频繁切换的滞回区间, 导致切换控制的响应性能要劣于串级控制; 串级控制在加速阶段期望滑转率为 0.20 , 使移动平台在最优滑转率情况下加速, 车速稳定时间为 0.55 s , 相较于切换控制降低了 28.6% , 最大滑转率为 0.20 。

3.2 突遇泥泞路段工况

为分析移动平台在遇极端附着条件下的车速跟踪性能, 设置初始期望车速为 3 km/h , 并于 $1\sim 2 \text{ s}$ 时突遇泥泞低附路面以模拟田间极端工况。仿真结果如图 6 所示, 性能指标如表 3 所示。

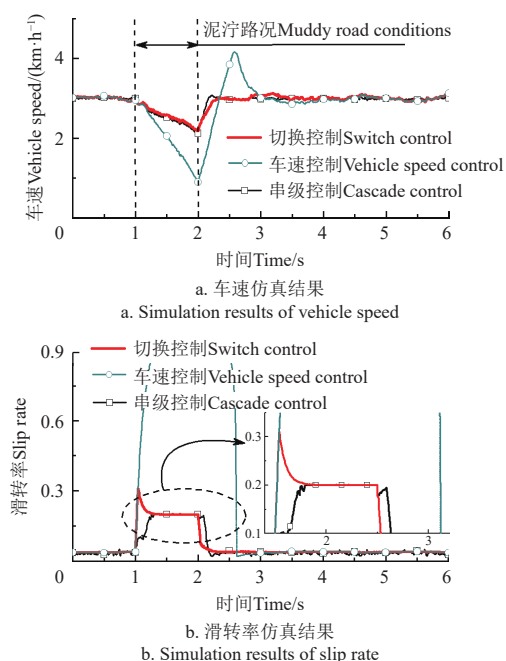


图6 突遇泥泞路段工况的仿真结果

Fig.6 Simulation results under sudden muddy conditions

表3 突遇泥泞路段工况的性能指标对比

Table 3 Performance indicator comparison

控制方法 Control method	最大滑转率 Maximum slip rate	稳定时间 Stabilization time/s	车速平均误差 Average speed error/(km·h ⁻¹)
车速控制 Vehicle speed control	0.94	0.35	0.31
切换控制 Switch control	0.31	0.31	0.12
串级控制 Cascaded control	0.20	0.11	0.10

结果表明,在突遇泥泞路面的工况下,由于路面附着系数急剧降低,3种控制下的车速均出现下降。纯车速控制方法由于缺乏滑转率闭环调节,在低附路面持续输出过大转矩,导致车轮严重空转,驶出泥泞区域后仍存在显著转矩振荡,车速恢复缓慢且超调明显,车速恢复时间为0.35 s,平均误差为0.31 km/h。而对于滑转率-车速切换控制,当检测到滑转率超过0.3时切换为滑转率控制模式,同样由于切换延迟,车速控制提前介入,导致响应性能劣于串级控制,最大滑转率为0.31,车速稳定时间为0.31 s,平均误差为0.12 km/h。相比之下,串级控制通过滑转率内环快速响应,在进入低附路面时动态调整期望滑转率至0.20,限制驱动转矩输出以避免过度滑转,最大滑转率为0.20,驶离泥泞路段后能迅速恢复扭矩并平稳加速至目标车速,车速平均误差为0.10 km/h,较切换控制和纯车速控制分别降低16.6%与67.7%;车速稳定时间为0.11 s,较切换控制和纯车速控制分别缩短64.5%与68.6%。

3.3 耕深变换工况

为分析移动平台在耕深突变工况下的车速跟踪性能,设置初始期望车速为3 km/h,并于1 s时旋耕机具由浅耕模式(耕深5 cm)切换至深耕模式(耕深15 cm),以模拟实际作业中耕作阻力阶跃增大的典型工况。仿真结果如图7所示,性能指标如表4所示。

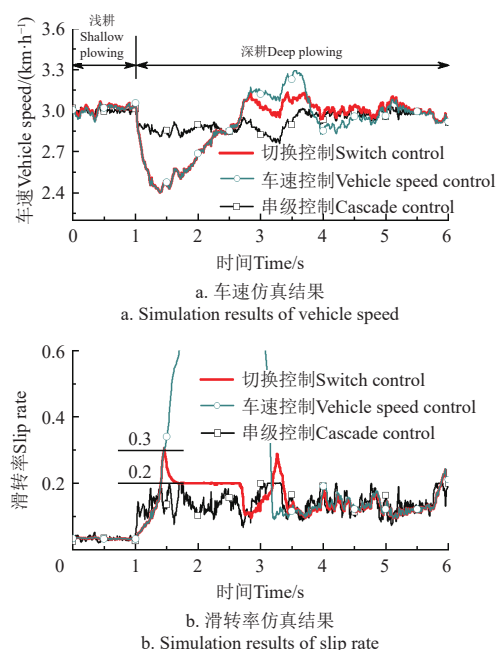


图7 耕深变换工况的仿真结果

Fig.7 Simulation results under tillage depth variation conditions

表4 耕深变换工况的性能指标对比

Table 4 Performance indicator comparison

控制方法 Control method	平均滑转率 Average slip rate	最大滑转率 Maximum slip rate	车速平均误差 Average speed error/(km·h ⁻¹)
车速控制 Vehicle speed control	0.29	0.86	0.15
切换控制 Switch control	0.13	0.31	0.12
串级控制 Cascaded control	0.12	0.20	0.07

结果表明,在耕深突增的工况下,由于耕作阻力急剧增大,车速控制方法由于缺乏滑转率闭环调节,在阻力增大时未能及时提升驱动转矩,导致车速持续跌落,恢复过程中存在明显动力不足,平均滑转率为0.29,车速平均误差为0.15 km/h;而对于滑转率-车速切换控制,在耕深变化过渡阶段存在模式切换延迟,导致动态响应速度与车速跟踪精度均劣于串级控制,平均滑转率为0.13,车速平均误差为0.12 km/h;串级控制通过滑转率内环快速响应,在耕深增加时提升期望滑转率至0.20以克服阻力突变,平均滑转率为0.12,耕深稳定后能迅速恢复车速至目标值,车速恢复时间最短,车速平均误差为0.07 km/h,相较于切换控制和车速控制分别降低了40.0%和52.0%。

4 验证试验

4.1 试验平台

试验对象为自主研发的分布式设施园艺电驱移动平台,集成旋耕作业机具。平台结构如图8所示,整车主要包括:电源系统、上位机、整车控制器、上可升降悬挂装置、4个轮毂电机及其驱动器、转向电机驱动器和旋耕电机。旋耕机具部分包括链式传动装置、旋耕刀和起垄圆盘,通过可升降悬挂装置与平台连接。试验过程

中, 控制算法基于 EPEC4602 控制器, 实时计算车轮目标转矩并由轮毂电机驱动器执行, 轮毂电机转矩通过驱动器内置电流传感器结合电机力矩常数换算获得, 并辅以应变式扭矩传感器标定, 车轮角速度由电机编码器测得, 平台车速融合 IMU 与 UWB 定位信息获得。试验土壤类型为壤土, 滚动阻力系数约 0.11, 附着系数约 0.4, 其力学强度通过离散元模型标定, 颗粒间的法向与剪切强度均为 166 kPa。

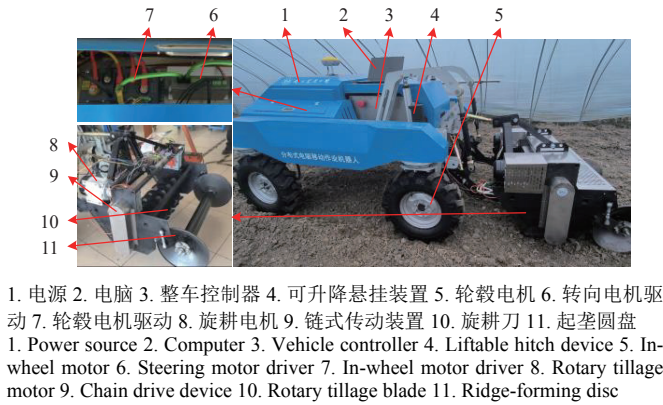


图 8 分布式设施园艺电动平台

Fig.8 Distributed electric-drive horticultural facility platform

为验证所设计串级控制方法在浅耕工况下抑制滑转率的效果, 将其与切换控制和未采用防滑措施的纯车速控制方法进行对比。试验工况设定为旋耕深度 5 cm, 目标车速 3 km/h。试验结果如图 9 所示。

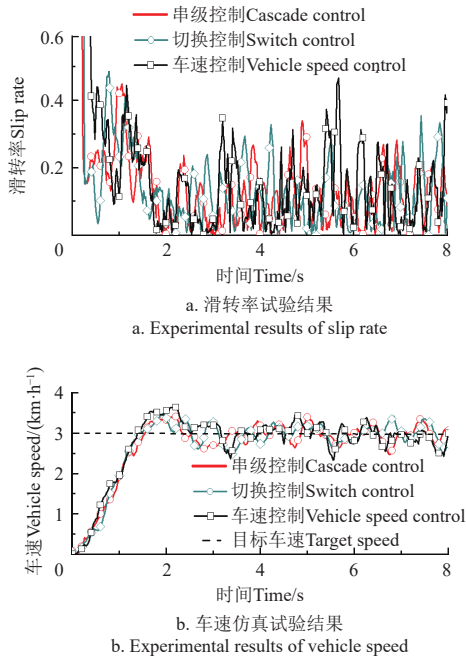


图 9 耕深 5 cm 工况下加速试验结果

Fig.9 Experimental results of acceleration under 5 cm tillage depth condition

试验结果表明, 在设定耕深 5 cm、目标车速 3 km/h 的旋耕工况下, 无防滑的纯车速控制因无法管理牵引状态, 在起步阶段和负载波动阶段引发车轮大幅打滑, 导致车速波动较大, 平均滑转率为 0.18, 车速平均误差为 0.48 km/h; 切换控制虽能在滑转率过高时主动降低目标

转矩, 但受限于阈值与执行延迟, 平均滑转率为 0.17, 车速平均误差为 0.46 km/h; 串级控制则通过其内环的滑转率控制, 可有效抑制车轮过度滑转, 从而提高车速稳定性, 平均滑转率为 0.15, 相较于切换控制和车速控制分别降低了 11.7% 和 16.6%; 车速平均误差为 0.44 km/h, 相较于车速控制和切换控制分别降低了 4.3% 和 8.3%。

为验证串级控制在深耕作业工况下的控制性能, 试验工况设定为旋耕深度 15 cm, 目标车速 3 km/h。试验结果如图 10 所示。

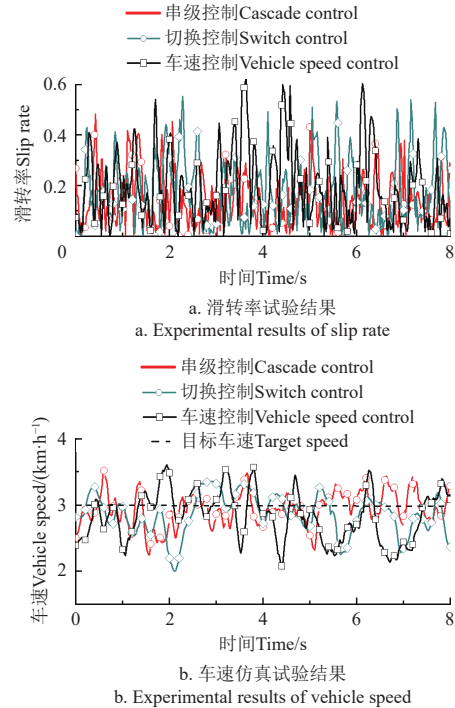


图 10 耕深 15 cm 工况下试验结果

Fig.10 Experimental results under 15 cm tillage depth condition

为增强试验结果的统计可靠性, 对关键指标均给出了其 95% 置信区间。试验结果表明, 在深耕作业条件下, 土壤阻力显著增加, 导致车轮更易产生过度滑转, 纯车速控制在负荷波动阶段均出现了较大的滑转率波动, 车速稳定性下降, 平均滑转率为 0.19 (95%CI: 0.13, 0.20), 车速平均误差为 0.32 km/h (95%CI: 0.20, 0.35); 切换控制可以适当调整转矩, 但控制效果改善有限, 平均滑转率为 0.17 (95%CI: 0.11, 0.18), 车速平均误差为 0.25 km/h (95%CI: 0.18, 0.28); 而串级控制能够根据滑转率偏差动态修正驱动扭矩, 保证车速跟踪的同时有效抑制滑转率, 平均滑转率为 0.13 (95%CI: 0.09, 0.14), 相较于切换控制和车速控制分别降低了 23.5% 和 31.6%; 车速平均误差为 0.20 km/h (95%CI: 0.14, 0.23), 相较于切换控制和车速控制分别降低了 20.0% 和 37.5%; 因此, 串级控制在加速工况和深耕高负载工况下仍能保持良好的控制性能, 提升了作业过程的稳定性与可靠性。

5 结论

1) 本文基于分布式设施园艺电驱移动平台结构, 构建纵向动力学模型和垂向受力模型, 并建立机具阻力模型

和轮胎-土壤模型,刻画了平台在旋耕作业工况下的动力学特性与作业负载特性,为控制算法设计奠定了模型基础。

2) 提出一种基于积分鲁棒车速-滑模滑转率的串级控制方法,该方法采用外环积分鲁棒车速控制与内环滑模滑转率控制的架构,通过电机转矩实时调节,实现车速稳定与滑转率抑制的协同作用,从而有效应对旋耕作业中的高负载干扰,并提升作业时的稳定性与动态响应性能。

3) 基于所提平台与控制方法,构建仿真与试验平台。在突遇泥泞路段仿真工况下,串级控制方法车速平均误差相较于切换控制和车速控制分别降低了 16.6% 和 67.7%;在耕深变换仿真工况下,串级控制方法车速平均误差相较于切换控制和车速控制分别降低了 40.0% 和 52.0%。在深耕试验工况下,该控制方法的平均滑转率相较于切换控制和车速控制分别降低了 23.5% 和 31.6%,车速平均误差分别降低了 20.0% 和 37.5%。结果表明,相较于单一车速控制方法和切换控制方法,串级控制在滑转率抑制、加速响应和扰动恢复等方面均具有明显优势。但该方法仍对土壤附着参数与负载变化存在一定敏感性,后续研究需结合路面识别与负载估计机制,以进一步提升控制器的鲁棒性与系统可靠性。

【参 考 文 献】

- [1] DENG X, SUN H, LU Z, et al. Research on dynamic analysis and experimental study of the distributed drive electric tractor[J]. *Agriculture*, 2022, 13(1): 40.
- [2] 韩科立, 朱忠祥, 毛恩荣, 等. 基于自动机械式变速的拖拉机定速巡航系统[J]. 农业工程学报, 2012, 28(4): 21-26. HAN Keli, ZHU Zhongxiang, MAO Enrong, et al. Cruise control system of tractor based on automated mechanical transmission[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2012, 28(4): 21-26. (in Chinese with English abstract)
- [3] 刘浩鲁, 沈成, 胡良龙, 等. 电动农业装备研究进展与发展趋势[J]. 农业工程学报, 2024, 40(23): 39-51. LIU Haolu, SHEN Cheng, HU Lianglong, et al. Research progress and development trend of electric agricultural equipments[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2024, 40(23): 39-51. (in Chinese with English abstract)
- [4] VARANI M, MATTETTI M. Rotary ripper: A possible solution to increase the efficiency of tillage operations[J]. *Agronomy*, 2023, 13(2): 365.
- [5] 王云飞, 鲁植雄, 邓晓亭. 基于 ASRCKF 地面附着系数估计的分布式电动拖拉机防滑控制研究[J]. 南京农业大学学报, 2025, 48(6): 1398-1412. WANG Yunfei, LU Zhixiong, DENG Xiaoting. Research on anti-skid control of distributed electric tractor based on ASRCKF terrain surface adhesion coefficient estimation[J]. *Journal of Nanjing Agricultural University*, 2025, 48(6): 1398-1412. (in Chinese with English abstract)
- [6] GAO Y, YANG Y, FU S, et al. Analysis of vibration characteristics of tractor-rotary cultivator combination based on time domain and frequency domain[J]. *Agriculture*, 2024, 14(7): 1139.
- [7] LUO C, WEN C, MENG Z, et al. Research on the slip rate control of a power shift tractor based on wheel speed and tillage depth adjustment[J]. *Agronomy*, 2023, 13(2): 281.
- [8] DE MELO R R, TOFOLI F L, DAHER S, et al. Wheel slip control applied to an electric tractor for improving tractive efficiency and reducing energy consumption[J]. *Sensors*, 2022, 22(12): 4527.
- [9] 王卓, 刘知祥, 白晓平, 等. 拖拉机定速巡航系统纵向加速度跟踪控制[J]. 农业机械学报, 2018, 49(1): 21-28. WANG Zhuo, LIU Zhixiang, BAI Xiaoping, et al. Longitudinal Acceleration Tracking Control of Tractor Cruise System[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2018, 49(1): 21-28. (in Chinese with English abstract)
- [10] 吴才聪, 高星宇, 吴思贤, 等. 基于 DEM 的无人驾驶拖拉机前馈稳速控制[J]. 农业工程学报, 2024, 40(10): 24-31. WU Caicong, GAO Xingyu, WU Sixian, et al. Feedforward stabilized speed control of driverless tractor based on DEM[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2024, 40(10): 24-31. (in Chinese with English abstract)
- [11] ZHANG S, WEN C, REN W, et al. A joint control method considering travel speed and slip for reducing energy consumption of rear wheel independent drive electric tractor in ploughing[J]. *Energy*, 2023, 263: 126008.
- [12] 夏光, 夏岩, 唐希雯, 等. 采用滑转率-阻力区间划分法的拖拉机双流传动系统调速控制[J]. 农业工程学报, 2021, 37(3): 47-55. XIA Guang, XIA Yan, TANG Xiwen, et al. Speed regulation control of the dual-flow transmission system for a tractor using slip rate-resistance interval division[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2021, 37(3): 47-55. (in Chinese with English abstract)
- [13] 武仲斌, 谢斌, 迟瑞娟, 等. 基于滑转率的双电机双轴驱动车辆转矩协调分配[J]. 农业工程学报, 2018, 34(15): 66-76. WU Zhongbin, XIE Bin, CHI Ruijuan, et al. Active modulation of torque distribution for dual-motor front- and rear-axle drive type electric vehicle based on slip ratio[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2018, 34(15): 66-76. (in Chinese with English abstract)
- [14] 陈凤, 丁俊杰, 罗志涛, 等. 设施园艺移动平台分布式驱动自适应防滑控制[J]. 农业工程学报, 2024, 40(10): 85-96. CHEN Feng, DING Junjie, LUO Zhitao, et al. Distributed drive adaptive skid control of facility horticulture mobile platform[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2024, 40(10): 85-96. (in Chinese with English abstract)
- [15] 冯彦彪, 杨珏, 季智焱, 等. 基于最优滑转率的电动车辆驱动防滑控制策略[J]. 农业工程学报, 2015, 31(8): 119-125. FENG Yanbiao, YANG Jue, JI Zhiyi, et al. Fuzzy anti-slip control based on optimal slip control[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2015, 31(8): 119-125. (in Chinese with English abstract)
- [16] LENG B, XIONG L, YU Z, et al. Robust variable structure anti-slip control method of a distributed drive electric vehicle[J]. *IEEE Access*, 2020, 8: 162196-162208.
- [17] 赵治国, 顾君, 余卓平. 四轮驱动混合动力轿车驱动防滑控制研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(14): 83-98. ZHAO Zhiguo, GU Jun, YU Zhuoping. Study of acceleration slip regulation strategy for four wheel drive hybrid electric car[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(14): 83-98. (in Chinese with English abstract)
- [18] BAI X, FANG R, BAI S, et al. A novel non-precise vehicle speed-based acceleration slip regulation scheme for distributed drive electric vehicles[J]. *Control Engineering Practice*, 2025, 164: 106453.
- [19] 王同杰. 基于滑转率控制的分布式铰接车辆转矩动态分配[D]. 北京: 煤炭科学研究总院, 2023. WANG Tongjie. Dynamic Torque Distribution of Distributed Articulated Vehicle Based on Slip Rate Control [D]. Beijing: Graduate School of China Coal Research Institute, 2023. (in Chinese with English abstract)
- [20] WANG Q, WANG X, WANG W, et al. Joint control method based on speed and slip rate switching in plowing operation of wheeled electric tractor equipped with sliding battery pack[J].

- [Computers and Electronics in Agriculture](#), 2023, 215: 108426.
- [21] 胡金芳, 颜春辉, 赵林峰, 等. 分布式驱动电动汽车转向工况转矩分配控制研究[J]. [中国公路学报](#), 2020, 33(8): 92-101.
HU Jinfang, YAN Chunhui, ZHAO Linfeng, et al. Torque Distribution in Distributed Drive Electric Vehicles Under Steering Conditions[J]. [China Journal of Highway and Transport](#), 2020, 33(8): 92-101. (in Chinese with English abstract)
- [22] 汪珍珍. 增程式电动拖拉机旋耕作业驱动特性及能量管理策略研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2022.
WANG Zhenzhen. Research on Driving Characteristics and Energy Management Strategy of Extended-range Electric Tractor under Rotary Tillage Operation[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2022. (in Chinese with English abstract)
- [23] 陈路明, 廖自力, 张征. 基于路面自适应的多轮轮毂电机驱动车辆驱动防滑控制[J]. [兵工学报](#), 2021, 42(10): 2278-2290.
CHEN Luming, LIAO Zili, ZHANG Zheng. Acceleration Slip Regulation for Multi-wheel Hub Motor Driven Vehicles Based on Road Adaptive[J]. [Acta Armamentarii](#), 2021, 42(10): 2278-2290. (in Chinese with English abstract)
- [24] 谭草, 于鹏, 李波, 等. 直驱泵阀协同式线控制动单元压力串级控制[J]. [北京航空航天大学学报](#), 2025, 51(4): 1163-1171.
TAN Cao, YU Peng, LI Bo, et al. Pressure cascade control of brake-by-wire unit based on direct drive pump-valve cooperative[J]. [Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics](#), 2025, 51(4): 1163-1171. (in Chinese with English abstract)
- [25] TAN C, REN H, LI B, et al. Design and analysis of a novel cascade control algorithm for braking-by-wire system based on electromagnetic direct-drive valves[J]. [Journal of the Franklin Institute](#), 2022, 359(16): 8497-8521.
- [26] 谭草, 任浩鑫, 葛文庆, 等. 直驱阀控液压振动平台改进自抗扰控制[J]. [吉林大学学报\(工学版\)](#), 2025, 55(1): 84-92.
TAN Cao, REN Haoxin, GE Wenqing, et al. Improved active disturbance rejection control for hydraulic vibration stages based on the direct-drive valve[J]. [Journal of Jilin University \(Engineering and Technology Edition\)](#), 2025, 55(1): 84-92. (in Chinese with English abstract)

Design of a cascaded vehicle speed and slip rate controller for the distributed electric-drive horticultural facility platform

YU Peng¹, CHEN Feng¹, CHEN Long¹, ZHENG Enlai^{1*}, LUO Zhitao¹, WANG Xiaochan¹, HU Lianglong², CAO Guangqiao², ZHAO Shanhu³

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 211800, China; 2. Nanjing Institute of Agricultural Mechanization, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Nanjing 210014, China; 3. Jiangsu Yueda Intelligent Agricultural Equipment Co., Ltd., Yancheng 224002, China)

Abstract: High-load disturbances during rotary tillage can cause significant wheel slip on the electric-drive mobile platform in the distributed horticulture facility. It is often required to control the speed-slip rate for the longitudinal stability of the distributed horticultural facility. In this study, a cascaded controller of vehicle speed-slip rate was proposed using integral robust vehicle speed and sliding-mode slip rate control. Its effectiveness was validated using simulations and vehicle experiments. Firstly, a dynamic model was established for the coupled system between the distributed electric-drive horticultural platform and the rotary tiller. Tire-soil interaction and the resistance of rotary tillage were also considered to explicitly incorporate the wheel rotational dynamics and external disturbance torques. Soil adhesion also led to variable tillage resistance. Moreover, a coupled modeling framework was constructed to describe the nonlinear relationship between longitudinal tire force and slip ratio. The traction generation was accurately characterized under deformable soil conditions. The slip regulation and speed stabilization were coordinated under high-load environments. Subsequently, an outer-loop vehicle speed controller was designed to incorporate integral robust control. The steady-state errors were eliminated from the operational disturbances for the high-speed stability. The integral term was used to compensate for the persistent disturbance-induced bias. While the robust component was enhanced, the controller's tolerance to parametric uncertainties and unmodeled dynamics. Integral action was combined with robustness enhancement. The outer-loop controller maintained accurate speed tracking, even when sudden load fluctuations occurred. Furthermore, an inner-loop slip rate controller was developed using sliding-mode control. The optimal slip rate was obtained from the inverse tire model to serve as the reference input for the rapid convergence and precise tracking of slip rate. Sliding-mode control was selected for its high robustness against disturbances and modeling uncertainties, thereby enabling the dynamic response and strong anti-interference. The optimal slip rate corresponded to the traction peak region of the tire-soil interaction curve. Traction efficiency was maximized to prevent excessive slip. The outer and inner loops were coordinated for the longitudinal stability of the platform under high disturbance. A control strategy was then integrated for anti-slip driving and speed regulation. Specifically, the inner loop was used to rapidly suppress the deviations of the slip ratio, while the outer loop was for the global speed regulation using a cascaded structure. A hierarchical architecture of traction control was constructed, suitable for the distributed electric-drive systems. Simulation results indicate that the cascaded controller achieved an average speed error of 0.10 km/h under sudden muddy conditions, which was reduced by 16.6% and 67.7%, compared with the switching and speed control, respectively. The speed recovery time was 0.11 s, which was reduced by 64.5% and 68.6%, respectively. There was an average speed error of 0.07 km/h under variable tillage depths, which was reduced by 40.0% and 52.0%, compared with switching control and speed control, respectively. Experimental results indicate that an average speed error of 0.44 km/h was found under acceleration, which was reduced by 4.3% and 8.3%, compared with the switching and speed control, respectively. The average slip ratio was 0.15, which was reduced by 11.7% and 16.6%, respectively. There was an average speed error of 0.20 km/h under deep tillage, which was reduced by 20.0% and 37.5%, respectively. The average slip ratio was 0.13, which was reduced by 23.5% and 31.6%, respectively. Therefore, the cascaded controller can be expected to effectively suppress the slip ratio during rotary tillage, thereby enhancing the speed control performance and operational stability.

Keywords: agricultural machinery; electric-drive mobile platform; rotary tillage operation; slip rate control; cascaded control