

面向左右差异路面的分布式电驱动拖拉机转矩协调分配控制策略

赖国梁¹ 周俊¹ 孙晨阳² 齐泽中¹

(1. 南京农业大学工学院, 南京 210031; 2. 农业农村部南京农业机械化研究所, 南京 210014)

摘要: 针对分布式驱动电动拖拉机在左右差异路面作业时驱动轮过度滑转, 影响拖拉机行驶稳定性和动力性的问题, 本文提出了一种降低驱动轮滑转率、提高整车行驶稳定性的转矩协调分配控制策略。通过纵向运动控制器计算系统输出转矩, 并设计驱动防滑控制器和横摆力矩控制器。在分配层分别建立基于脱困和对开路面工况的驱动力分配模型, 并采用二次规划求解最优转矩分配值。针对对开路面等复杂工况, 研究基于纯追踪模型的车轮协调转向策略, 以减少横摆力矩和航向角对拖拉机的影响。为验证控制策略的有效性, 开展了仿真和田间实车试验验证。试验结果表明: 脱困工况下应用本控制策略, 实车输出转矩为 23.16 N·m, 脱困时间为 1.5 s, 较 PI 控制分别降低 14.48%、44.44%, 保证了拖拉机在脱困工况下的动力冗余、提高了系统响应; 对开路面工况下, 该控制策略可主动控制系统转矩输出, 驱动轮平均滑转率分别为 0.121 7、0.111 9、0.140 3、0.136 8, 与滑模控制相比, 横向偏差为 -0.25 ~ 0.25 m, 使拖拉机以目标车速行驶的同时维持行驶轨迹, 提高了拖拉机在复杂路面的行驶稳定性。

关键词: 电动拖拉机; 分布式驱动; 转矩分配; 驱动防滑; 左右差异路面

中图分类号: S219.4

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2026)06-0401-14

OSID:



Torque Coordination Allocation Control Strategy for Distributed Electric Drive Tractors on Left and Right Differential Road Surfaces

LAI Guoliang¹ ZHOU Jun¹ SUN Chenyang² QI Zezhong¹

(1. College of Agricultural Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China

2. Nanjing Institute of Agricultural Mechanization, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Nanjing 210014, China)

Abstract: Aiming to address the problem of excessive slip of the driving wheels in a distributed drive electric tractor operating on split- μ road surfaces, which adversely affects vehicle stability and traction performance, a torque coordination and distribution control strategy aimed at reducing wheel slip ratio and enhancing overall vehicle stability was proposed. A longitudinal motion controller was designed to calculate the required system output torque, while a traction anti-slip controller and a yaw moment controller were developed accordingly. At the torque allocation layer, driving force distribution models were established for both the wheel-extrication condition and the split- μ road condition, and the optimal torque distribution was obtained by using quadratic programming. For complex operating conditions such as split- μ roads, a wheel coordinated steering strategy based on the pure pursuit model was further investigated to mitigate the effects of yaw moment and heading angle variations on the tractor. To validate the effectiveness of the proposed control strategy, both simulation studies and field experiments were conducted. Experimental results demonstrated that under wheel-extrication conditions, the proposed control strategy achieved an output torque of 23.16 N·m and an extrication time of 1.5 s, representing reductions of 14.48% and 44.44%, respectively, compared with conventional PI control. These improvements ensured sufficient power reserve during extrication and significantly enhanced system responsiveness. Under split- μ road conditions, the proposed strategy enabled active regulation of system torque output, yielding average driving wheel slip ratios of 0.121 7, 0.111 9, 0.140 3, and 0.136 8.

收稿日期: 2024-11-28 修回日期: 2025-01-07

基金项目: 江苏省重大农业科技装备集成示范项目(NJ2023-65)

作者简介: 赖国梁(2000—), 男, 硕士生, 主要从事电动拖拉机驱动控制研究, E-mail: guolianglai22@163.com

通信作者: 周俊(1974—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事智能农业装备研究, E-mail: zhoujun@njau.edu.cn

Compared with sliding mode control, the lateral deviation was maintained within -0.25 m to 0.25 m , allowing the tractor to track the desired speed while maintaining the intended trajectory. Overall, the proposed control strategy effectively improved the driving stability of the tractor under complex road conditions.

Key words: electric tractor; distributed drive; torque distribution; drive anti-skid; left and right difference pavement

0 引言

拖拉机作为农业生产活动的主要动力机械,其牵引性能受到土壤参数与作业类型等影响^[1]。田间环境复杂及路面附着条件随机性高,导致拖拉机常在左右差异路面上行驶作业,造成单个或多个车轮过度滑转,甚至出现车轮空转或车身侧倾现象,即单车轮陷入低附着路面打滑失效工况和行驶于高低附着路面的对开工况,严重影响拖拉机行驶稳定性与动力性。随着轮边电机等相关技术发展,分布式驱动构型逐渐成为电动拖拉机驱动技术的研究热点^[2]。分布式电驱动拖拉机的驱动转矩与车轮转速可独立控制和观测,无复杂传动结构和快速响应速率,为驱动控制提供了便利,可通过合理分配驱动转矩改善车轮滑转和车辆运动状态,提高拖拉机行驶稳定性^[3-4]。

在转矩分配控制方面,毕松等^[5]为提高车辆在倾斜路面的行驶稳定性,提出一种基于轮胎利用率系数的转矩主动分配控制策略,降低了车身姿态造成的影响,但未考虑车轮滑转影响。武仲斌等^[6]提出一种基于最优滑转的双电机转矩协调分配控制策略,有效地将滑转率控制在目标范围内,提高了整车在低附着路面的脱困能力,但未进行实车试验。孙恬恬等^[7]为提高喷雾机越沟工况下的行驶稳定性,通过滑模控制器将打滑车轮马达排量变化量平均分配给其他变量马达,以实现快速脱困目的,但未充分考虑到路面的附着情况。陈黎卿等^[8]提出了基于GA-PID控制的轴间转矩分配策略,降低了前后轮相对滑转率,有效地改善了车辆的动力性和行驶稳定性。徐立友等^[9]以增程式四轮驱动电动拖拉机为研究对象,将坡度和犁耕阻力作为转矩分配模糊规则输入量,对前后轮转矩进行分配,一定程度上降低了滑转,但未考虑路面附着系数影响。周华栋等^[10]通过研究垂直载荷与土壤附着性能的关系,并根据前后轮载荷比分配转矩,虽在一定程度上改善了车轮的滑转,但路面附着性能较差时,依旧会导致车轮过滑转。文献^[11-12]设计了蓄电池调节装置,依据滑转率调整蓄电池位置,降低相对滑转率以提高拖拉

机的犁耕稳定性和牵引效率,本质上也是依据载荷分配转矩。ZHANG等^[13]围绕对开路况研究,通过降低相对滑转率的方式分配驱动轮转矩,降低了地形高程和牵引阻力的影响,稳定车速的同时提高了牵引效率,但未充分考虑前轮的附着性能。此外,学者还提出了模糊控制^[14-15]、滑模控制^[16-17]和模型预测控制^[18]等方法控制滑转率,在准确获取滑转率情况下,基于车轮的滑转状态调节各驱动轮转矩。但在复杂路况下难以稳定系统总转矩输出和以目标车速行驶作业,无法满足拖拉机在复杂路况下作业时的动力性和行驶稳定性要求。

基于分布式电驱动拖拉机平台,以控制车轮滑转和提高整车行驶稳定性为目标,本文提出一种转矩协调分配控制策略。首先通过纵向运动器求解目标需求转矩,其次分别针对左右差异路面的脱困工况和对开路面工况,将转矩分配问题转变为约束条件下二次规划求解问题,以轮胎利用率系数为目标函数,综合考虑驱动轮滑转情况和驱动力需求,同时,在拖拉机跑偏时协调车轮转向修正行驶轨迹,最后基于Matlab/Simulink搭建模型进行仿真和田间试验,验证转矩分配控制策略。

1 分布式电驱动拖拉机平台与动力学建模

1.1 试验平台组成

分布式电驱动拖拉机试验平台如图1所示,有4个驱动轮,每个驱动轮均由单独伺服电机驱动。采用伺服电缸改变车轮转角,以实现试验平台转向。平台主要技术参数如表1所示。



图1 试验平台和场地

Fig. 1 Test platform and area

表1 试验平台主要参数

Tab.1 Main parameters of experimental platform

参数	数值/型号
功率/kW	18
车辆尺寸(长×宽×高)/(m×m×m)	3.2×2.0×2.7
轴距/m	2.2
车辆质量/kg	1 200
轮胎型号	8.3-24
质心坐标/(m,m,m)	(1.12,0,1,1.763)

试验平台控制系统由传感器、执行器、控制器和上位机组成。惯性测量单元(HWT901B-485型,静态精度 $\pm 0.1^\circ$,最大采样频率为200 Hz,深圳维特智能科技有限公司)固接于车身上,用于测量车辆加速度等信息,同时还有1个惯性测量单元固定在减速支撑上,用于测量车轮转角。车辆行驶速度和位置信息由GNSS获得(RTK精度 $\pm(8+1\times 10^{-6}\varepsilon)$ mm,静态精度 $\pm(2.5+0.5\times 10^{-6}\varepsilon)$ mm, ε 为流动站至基准站距离,km,上海华测导航技术股份有限公司)。驱动电机为松下A52系列MFME454G1G型伺服电机。电机输出转矩即为驱动轮的输入转矩,因此车轮纵向驱动力可视为已知参数,由底层控制器(西门子S7-200PLC)获得。采用Matlab/Simulink(R2023a)建立上位机监控软件,通过RS-485/RS-232协议(采样频率为10 Hz)获取拖拉机相关状态参数,并发送信号对伺服电机和伺服电缸进行控制,实现试验平台行驶和转向。

1.2 分布式电驱动拖拉机动力学模型建立

1.2.1 7自由度拖拉机模型

为简化拖拉机动力学方程,假设车身为刚体,忽略整车悬架作用以及车身俯仰和倾斜等,建立7自由度拖拉机模型(图2),分别为车身纵向、横向和横摆3个自由度以及4个车轮转动自由度。

纵向动力学方程为

$$m(\dot{v}_x - \gamma v_y) = F_{xrl} + F_{xrr} + (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos\delta - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin\delta - F_{trac} \quad (1)$$

式中 m ——拖拉机质量,kg

F_x ——车轮纵向力,N

F_y ——车轮侧向力,N

F_{trac} ——拖拉机纵向行驶阻力,N

δ ——前轮转向角,rad

γ ——拖拉机车身横摆角速度,rad/s

v_x ——拖拉机纵向速度,m/s

v_y ——拖拉机侧向速度,m/s

其中,下角标 fl / fr / rl / rr 分别表示左前轮、右前轮、左后轮、右后轮。

横向动力学方程为

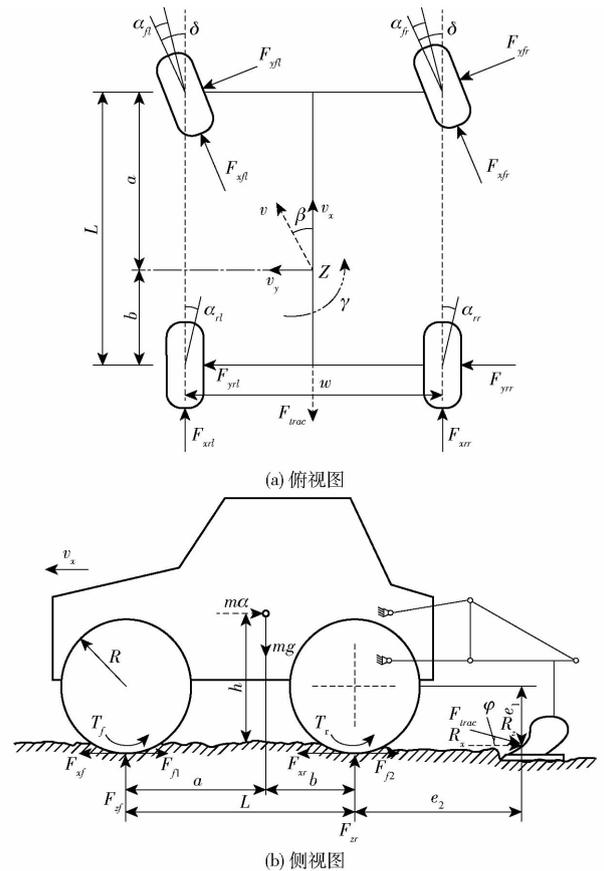


图2 7自由度分布式电驱动拖拉机模型

Fig.2 7-DOF distributed electric drive tractor model

$$m(\dot{v}_y + \gamma v_x) = F_{yrl} + F_{yrr} + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos\delta + (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin\delta \quad (2)$$

横摆动力学方程为

$$I_z \dot{\gamma} = a[(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin\delta + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos\delta] + \frac{w}{2}[(F_{yfl} - F_{yfr}) \sin\delta + (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos\delta] + \frac{w}{2}(F_{xrr} - F_{xrl}) - b(F_{yrl} + F_{yrr}) \quad (3)$$

式中 w ——拖拉机轮距,m

a ——前轴至重心纵向距离,m

b ——后轴至重心纵向距离,m

I_z ——车身转动惯量,kg·m²

为观测拖拉机位置信息,建立地面坐标系下拖拉机质心运动方程为

$$\begin{cases} \dot{X} = v_x \cos\varphi + v_y \sin\varphi \\ \dot{Y} = v_x \sin\varphi + v_y \cos\varphi \end{cases} \quad (4)$$

式中 φ ——拖拉机车身横摆角,rad

X ——地面坐标系下纵向距离,m

Y ——地面坐标系下侧向距离,m

电动拖拉机各个电机与轮胎特性相同,车轮动力学方程为

$$I_w \dot{\omega}_i = T_{di} - F_{xi} R - f_i R F_{zi} \quad (5)$$

式中 ω ——驱动轮角速度,rad/s

R ——驱动轮滚动半径, m
 T_d ——驱动轮转矩, N·m
 I_w ——驱动轮转动惯量, kg·m²
 F_z ——驱动轮载荷, N
 f ——滚动阻力系数

其中 i 表示驱动轮 fl 、 fr 、 rl 、 rr 。

1.2.2 轮胎模型

拖拉机动力性能不仅受驱动转矩约束, 还受轮胎和路面附着条件限制。轮胎与路面间的相互作用较复杂, 不仅受到土壤类型和含水率的影响, 而且与车轮载荷和驱动方式有关。常采用 Magic Formula^[19]、Dugoff^[20]、Untire^[21] 等轮胎模型表示路面与轮胎间的相互作用力。其中, Magic Formula 采用一套形式相同公式表示车辆各种状态参数, 具有拟合精度高的优点, 因而得到了广泛应用。

纯驱动工况下轮胎纵向力为

$$F_{x0} = D_x \sin(C_x \text{actan}(B_x s - E_x (B_x s - \text{actan}(B_x s)))) \quad (6)$$

其中 $C_x = 1.6$ $D_x = \mu_{xp} F_z$
 $B_x C_x D_x = (a_1 F_z^2 + a_2 F_z) e^{-a_3 F_z}$
 $E_x = a_4 F_z^2 + a_5 F_z + a_6$

式中 F_{x0} ——轮胎纵向力, kN

s ——轮胎滑转率

F_z ——垂直载荷, kN

μ_{xp} ——峰值纵向附着系数

a_j ——拟合参数, $j = 1 \sim 6$

纯转弯工况下轮胎侧向力为

$$F_{y0} = D_y \sin(C_y \text{actan}(B_y \alpha - E_y (B_y \alpha - \text{actan}(B_y \alpha)))) \quad (7)$$

其中 $C_y = 1.3$ $D_y = \mu_{yp} F_z$
 $B_y C_y D_y = b_1 \sin(b_2 \text{actan}(b_3 F_z))$
 $E_y = b_4 F_z^2 + b_5 F_z + b_6$

式中 F_{y0} ——轮胎侧向力, kN

μ_{yp} ——峰值侧向附着系数

α ——轮胎侧偏角, rad

b_j ——拟合参数, $j = 1 \sim 6$

拖拉机在驱动和转向联合工况时, 轮胎同时受纵向力和侧向力。对力进行归一化, 轮胎纵向力 F_x 和侧向力 F_y 与轮胎侧偏角、滑移率、垂直载荷间关系为

$$\begin{cases} F_x = \frac{\sigma_x}{\sigma} F_{x0} \\ F_y = \frac{\sigma_y}{\sigma} F_{y0} \end{cases} \quad (8)$$

其中 $\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}$ $\sigma_x = -\frac{s}{s+1}$ $\sigma_y = -\frac{\tan\alpha}{1+s}$

由图 2b 可知, 拖拉机在田间行驶作业时, 各个车轮载荷不仅受到加速度、重心的影响, 挂接农具所带来的牵引阻力也会使车辆垂直载荷发生转移, 忽略车轮惯性阻力偶等, 则拖拉机车轮载荷为

$$\begin{cases} F_{zfl} = \frac{b}{L} \left(\frac{1}{2} mg - \frac{h}{w} ma_y \right) - \frac{h}{2L} ma_x + \frac{1}{2} \Delta F_f \\ F_{zfr} = \frac{b}{L} \left(\frac{1}{2} mg + \frac{h}{w} ma_y \right) - \frac{h}{2L} ma_x + \frac{1}{2} \Delta F_f \\ F_{zrl} = \frac{b}{L} \left(\frac{1}{2} mg - \frac{h}{w} ma_y \right) + \frac{h}{2L} ma_x + \frac{1}{2} \Delta F_r \\ F_{zrr} = \frac{b}{L} \left(\frac{1}{2} mg + \frac{h}{w} ma_y \right) + \frac{h}{2L} ma_x + \frac{1}{2} \Delta F_r \end{cases} \quad (9)$$

式中 L ——前后轴距, m

a_x ——拖拉机纵向加速度, m/s²

a_y ——拖拉机侧向加速度, m/s²

h ——重心距离地面高度, m

ΔF ——牵引阻力造成的轴荷转移, N

由《农业机械设计手册》^[22] 可知, 拖拉机配套农具造成的转移载荷为

$$\begin{cases} \Delta F_f = \frac{R_x e_1 - R_z e_2}{L} \\ \Delta F_r = \frac{R_z (e_2 + L) - R_x e_1}{L} \end{cases} \quad (10)$$

式中 R_x ——牵引阻力纵向分量, N

R_z ——牵引阻力垂向分量, N

e_1 ——后轮中心至 R_x 距离, m

e_2 ——后轮中心至 R_z 距离, m

拖拉机运动过程中, 轮速不可能时刻都等于车速。驱动轮转动角速度为 ω , 拖拉机行驶速度为 v , 各个驱动轮滑转率 s 为

$$s = \frac{\omega R - v}{\omega R} \quad (11)$$

驱动轮侧偏角为

$$\begin{cases} \alpha_{fr} = \arctan \frac{v_y + a \dot{\gamma}}{v_x + \frac{w}{2} \dot{\gamma}} - \delta \\ \alpha_{fl} = \arctan \frac{v_y + a \dot{\gamma}}{v_x - \frac{w}{2} \dot{\gamma}} - \delta \\ \alpha_{rr} = \arctan \frac{v_y - b \dot{\gamma}}{v_x + \frac{w}{2} \dot{\gamma}} \\ \alpha_{rl} = \arctan \frac{v_y - b \dot{\gamma}}{v_x - \frac{w}{2} \dot{\gamma}} \end{cases} \quad (12)$$

将式(10)代入式(9)可计算出车轮垂直载荷, 根据式(11)、(12)可计算出车轮滑转率和侧偏角, 然后将上述结果代入式(6)~(8), 可计算出车轮纵

向力和侧向力。

2 转矩协调分配控制器设计

2.1 总体控制策略设计

拖拉机在左右差异路面作业时经常出现单车轮打滑失效的脱困工况和高低附着行驶的对开工况,车轮均会出现过度滑转,因此需调控转矩,以实现驱动防滑。同时,为保证拖拉机作业的动力性,采用增量式 PI 控制设计纵向运动控制器控制车速和求解总

驱动转矩 T_{total} , 转矩分配控制策略如图 3 所示。当检测到单车轮或同侧双车轮过度滑转,在转矩分配层,分别建立面向脱困工况和对开工况的目标函数和约束条件,并将滑模控制器计算的打滑车轮能发挥的最大转矩 T_{ASRi} 加入约束条件,然后通过二次规划的方法对转矩分配进行求解。其中,在对开工况下,为确保车身姿态可修正,添加附加横摆力矩约束 M' , 并协同车轮转角消除航向角偏差和附加横摆力矩维持拖拉机的安全稳定行驶。

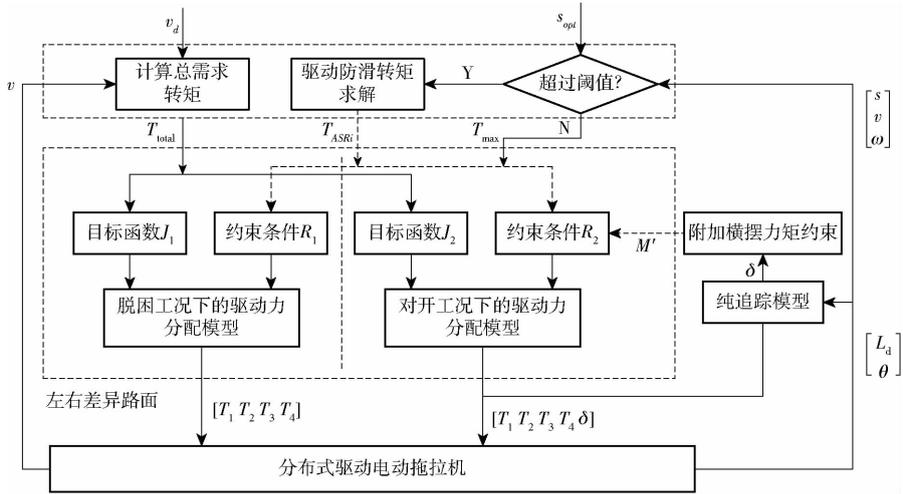


图 3 转矩分配控制策略框架

Fig. 3 Technical route of distributed control strategy

2.2 总需求转矩求解

在车辆驱动控制中,车速是体现动力性能的主要参数^[23]。拖拉机挂接农具作业时,为满足犁耕、播种等作业需求,需维持匀速直线行驶。基于试验平台特点,为简化控制系统,提高系统稳定性,采用增量式 PI 控制设计纵向运动控制器,可通过实际车速与期望车速差求解总需求转矩变化量 $U(k)$, 进而求解出系统总需求转矩 T_{total} , 计算式为

$$\begin{cases} U(k) = K_p(v_d - v(k)) + K_i \sum_{j=1}^k (v_d - v(j)) \\ T_{total}(k) = T_{total}(k-1) + U(k) \end{cases} \quad (13)$$

式中 $v(k)$ —— k 时刻实际车速, m/s

v_d ——期望车速, m/s

K_p ——比例系数

K_i ——积分系数

2.3 防滑约束转矩求解

根据文献[24],电动拖拉机牵引效率 η_T 定义为牵引功率 P_T 占电机驱动系统输入功率 P_i 的比例, 计算式为

$$\eta_T = \frac{P_T}{P_i} = \eta_D \eta_M \eta_f \eta_s \quad (14)$$

其中,电机效率 η_D 受电机特性的影响,可用电机效

率 MAP 图表示;当机械结构确定后,机械传动效率 η_M 确定;滚动效率 η_f 和滑转效率 η_s 受路面条件、垂直载荷、滑转率等因素的影响。由《农业机械设计手册》^[22] 可知,随着牵引力提高, η_f 提高, η_s 降低。故拖拉机在不同路面上行驶作业时,最佳牵引效率与滑转率也不相同。由图 4 可知,拖拉机最佳牵引效率对应滑转率在 0.1~0.2 之间。

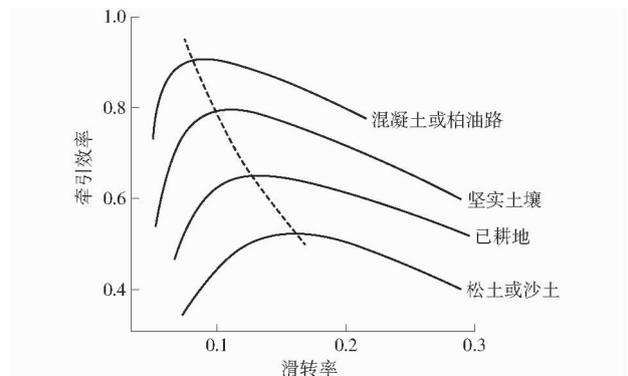


图 4 不同路面下的最佳牵引效率

Fig. 4 Optimal traction efficiency on different soil

轮胎模型 $\mu-s$ 曲线如图 5 所示。根据图 5,当滑转率超过 0.2 时,土壤结构破坏,车轮出现过滑转,拖拉机牵引效率降低。结合拖拉机实际作业条件,设置其直线行驶工况下驱动轮滑转率阈值 s_{opt} 为 0.15,并计算行走过程各个车轮的实际滑转率 s ,若

$s < s_{opt}$, 则滑转率在正常范围内, 无需控制; 若 $s > s_{opt}$, 判定为车轮过滑转, 对主动车轮转矩进行调控。由于滑模控制具有反应速度快、非线性好、鲁棒性强等优点, 本文基于滑模控制设计驱动防滑控制器实现驱动防滑。

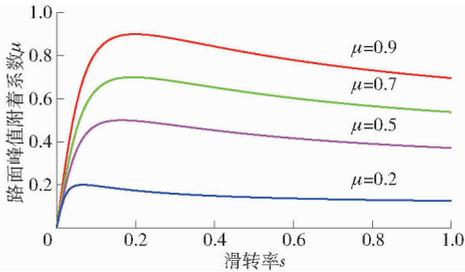


图5 不同附着路面 $\mu-s$ 曲线

Fig. 5 $\mu-s$ curves of different adhesion roads

为降低车轮间相对滑转率, 以最低车轮滑转率 (角速度为 ω_i) 为基准, 建立滑模面

$$S_i = 1 - v/\omega_i R - (1 - v/\omega_i R) \quad (15)$$

对滑模面进行求得

$$\dot{S}_i = \frac{\dot{\omega}_i v - \omega_i \dot{v}}{\omega_i^2 R} - \frac{\dot{\omega}_i v - \omega_i \dot{v}}{\omega_i^2 R} \quad (16)$$

为保证控制器具有较高的反应速度和趋近速率, 选取指数趋近率为

$$\dot{S}_i = -\varepsilon_1 \operatorname{sgn}(S) - k_1 S \quad (17)$$

其中, ε_1 和 k_1 均为大于零常数。因此, 基于该收敛律的滑模控制下, 构造 Lyapunov 函数 $V = S^2/2$, 求导可得 $\dot{V} = \dot{S}S = -|\varepsilon_1| \operatorname{sgn}(S) - k_1 |S| \leq 0$, 满足 Lyapunov 稳定性。将式(5)、(16)代入式(17), 可得驱动防滑转矩为

$$T_{ASRi} = \left[\frac{\dot{v}}{\omega_i R} - \frac{\dot{v}}{\omega_i R} + \frac{v}{\omega_i^2 R} (T_l - F_{xi} R - f_l F_{zi} R) \right] \frac{\omega_i^2 R I_w}{v} - (\varepsilon_1 \operatorname{sgn}(S) + k_1 S) \frac{\omega_i^2 R I_w}{v} + F_{xi} R + f_l F_{zi} R \quad (18)$$

为减小滑模控制的抖振, 使用饱和函数 $\operatorname{sat}(S)$ 代替符号函数 $\operatorname{sgn}(S)$, 表达式为

$$\operatorname{sat}(S) = \begin{cases} \operatorname{sgn}(S) & (|S| > \Delta) \\ S/\Delta & (|S| < \Delta) \end{cases} \quad (19)$$

式中 Δ ——边界层厚度

综上, 滑转车轮介入滑模控制后可得驱动防滑转矩, 则该驱动轮所能提供最大驱动力为

$$F_{ASRi} = \frac{T_{ASRi}}{R} \quad (20)$$

2.4 左右差异路面下转矩协调分配

当转矩平均分配时, 不能满足拖拉机在复杂路况下行驶稳定性, 即在左右差异路面 (轮胎接触的路面附着系数不一样及路面起伏) 下, 拖拉机易出现单个或多个车轮滑移率过大、甚至出现偏离行驶

轨迹或侧倾等现象^[25]。为提高拖拉机作业过程稳定性, 引入轮胎附着率利用系数 U , 计算式为

$$U = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{\mu F_z} \times 100\% \quad (21)$$

根据轮胎垂直载荷和路面峰值附着系数的变化调整驱动力分配, 将转矩更多分配给具有高附着能力的轮胎。路面峰值附着系数反映当前轮胎的最大附着与车轮垂直载荷间的关系, 采用文献[26]方法估计路面峰值附着系数。

虽然轮胎侧向力可通过上述轮胎模型求解, 但在实际控制中, 侧向力较难实时求解。且拖拉机主要是直线行驶, 驱动控制主要是为了控制纵向力大小。因此可以将侧向力忽略, 目标函数可以简化为

$$J = \min \sum_{i=1}^4 \frac{F_{xi}^2}{(\mu_i F_{zi})^2} = \min \| \mathbf{A} \mathbf{u} \|^2 \quad (22)$$

其中 $\mathbf{A} = \operatorname{diag} \left(\frac{1}{\mu_{fl} F_{zfl}}, \frac{1}{\mu_{fr} F_{zfr}}, \frac{1}{\mu_{rl} F_{zrl}}, \frac{1}{\mu_{rr} F_{zrr}} \right)$

$$\mathbf{u} = [F_{xfl} \quad F_{xfr} \quad F_{xrl} \quad F_{xrr}]^T \quad (23)$$

式中 \mathbf{u} ——4个驱动轮驱动力, N

求解该目标函数时, 需提供相应的约束条件, 从而得到该路况最佳驱动力分配。但在不同工况下, 约束条件不同, 目标函数也需进一步结合实际情况修正。

2.4.1 脱困工况驱动转矩分配

拖拉机行驶于左右差异路面, 左右差异路面中低附着一侧出现极低附着路面的特殊路况时, 前轮易陷入局部极低附着路面, 路面不能为车轮提供相应的作用力, 车轮发生空转。为保证拖拉机有足够动力脱困, 依据 PI 控制器得到的总需求转矩, 可得纵向驱动力 $F_{vd} = T_{total}/R$, 将驱动力需求加入控制目标可得到目标函数 J_1 , 以满足动力性需求。拖拉机的驱动控制面临多维约束条件, 将驱动电机容量、路面峰值附着系数等约束加入。同时, 为降低打滑车轮滑转率, 将滑转车轮能发挥最大转矩加入约束条件, 整理可得到约束条件 R_1 。目标函数 J_1 为

$$J_1 = \min (\| \mathbf{w}_1 (\mathbf{A} \mathbf{u}) \|^2 + \| \mathbf{w}_2 (\mathbf{B} \mathbf{u} - \mathbf{y}) \|^2) \quad (24)$$

其中 $\mathbf{y} = F_{vd}$ (25)

$$\mathbf{B} = [\cos \delta \quad \cos \delta \quad 1 \quad 1] \quad (26)$$

约束条件 R_1 为

$$\begin{cases} F_{xi} \leq F_{ASRi} = \frac{T_{ASRi}}{R} \\ \frac{T_{\min}}{R} \leq F_{xi} \leq \frac{T_{\max}}{R} \\ -\sqrt{(\mu_i F_{zi})^2 - F_{yi}^2} \leq F_{xi} \leq \sqrt{(\mu_i F_{zi})^2 - F_{yi}^2} \end{cases}$$

式中 w_1 ——行驶稳定性权重系数矩阵
 w_2 ——驱动力权重系数矩阵
 y ——系数矩阵 B ——状态矩阵

2.4.2 对开路面工况驱动转矩分配

拖拉机行驶于左右差异路面,左右差异路面中低附着—侧路面附着系数相对均一时,即高低附着路面的对开路况。以—侧为未耕地,另一侧为已耕地的田间路况为例,左右轮接触的路面不同,已耕地与未耕地的滚阻不同,已耕地—侧车轮滑转率高于未耕地—侧车轮滑转率,拖拉机偏离预期行驶轨迹。在考虑行驶稳定性目标的同时,将驱动力需求和横摆力矩需求加入控制目标,保证拖拉机动力性和低横摆力矩,可得目标函数 J_2 为

$$J_2 = \min(\|w'_1(Au)\|_2^2 + \|w'_2(B'u - y')\|_2^2) \quad (27)$$

$$\text{其中 } y' = [F_{rd} \ 0]^T \quad (28)$$

$$B' = \begin{bmatrix} \cos\delta & \cos\delta & 1 & 1 \\ -\frac{w}{2}\cos\delta & \frac{w}{2}\cos\delta & -\frac{w}{2} & \frac{w}{2} \end{bmatrix} \quad (29)$$

为确保协同车轮转向可修正拖拉机行驶轨迹,将横摆控制器求解得到的横摆力矩约束加入约束条件 R_1 ,可得 J_2 相应的约束条件 R_2 为

$$\begin{cases} F_{xi} \leq F_{ASRi} = \frac{T_{ASRi}}{R} \\ \frac{T_{\min}}{R} \leq F_{xi} \leq \frac{T_{\max}}{R} \\ \Delta M < M' \\ -\sqrt{(\mu_i F_{zi})^2 - F_{yi}^2} \leq F_{xi} \leq \sqrt{(\mu_i F_{zi})^2 - F_{yi}^2} \end{cases}$$

式中 ΔM ——附加横摆力矩, $N \cdot m$

M' —— δ 转角可克服的横摆力矩, $N \cdot m$

目标函数 J_1 和 J_2 中的最小二乘问题可转换为二次规划(QP)问题,并基于上述约束条件,利用二次规划的方法求解出驱动力最优分配比,并通过

$$T_i = F_{xi} R \quad (30)$$

可以求解出各个驱动轮转矩。

2.4.2.1 横摆力矩约束求解

在驱动控制中,当拖拉机左右车轮驱动力不同时,车身会产生附加横摆力矩。若驱动力不平衡导致的附加横摆力矩过大,即使协同车轮转向也难以纠正行驶轨迹,不利于拖拉机稳定行驶。考虑到拖拉机通常低速在田间行走作业,车轮转向时,车身质心侧偏角较小,在相平面稳定区域内^[27]。本文基于横摆角速度求解附加横摆力矩约束,以确保行驶轨迹可修正。

四轮驱动力与附加横摆力矩关系式为

$$\Delta M = \frac{w}{2}(F_{xfr} - F_{xfl})\cos\delta + \frac{w}{2}(F_{xrr} - F_{xrl}) \quad (31)$$

拖拉机匀速行驶,忽略纵向车速变化。由图2可知,横摆角速度与车轮转角关系式为

$$I_z \dot{\gamma} = [a(K_{fl} + K_{fr}) - b(K_{rl} + K_{rr})]\beta - a(K_{fl} + K_{fr})\delta + \frac{\gamma}{v}[a^2(K_{fl} + K_{fr}) + b^2(K_{rl} + K_{rr})] + M' \quad (32)$$

式中 K ——车轮侧偏刚度, N/rad

设置拖拉机直线行走的期望横摆角速度 $\gamma_d = 0$,并定义误差 $e_\omega = \gamma - \gamma_d$ 和滑模面 $S_\omega = e_\omega$ 。

将式(32)代入滑模面中并求导可得

$$\dot{S}_\omega = \frac{a(K_{fl} + K_{fr}) - b(K_{rl} + K_{rr})}{I_z}\beta - \frac{a(K_{fl} + K_{fr})}{I_z}\delta + \frac{a^2(K_{fl} + K_{fr}) + b^2(K_{rl} + K_{rr})}{I_z v}\gamma + \frac{M'}{I_z} \quad (33)$$

选取指数趋近率逼近滑模面,即

$$\dot{S}_\omega = -\varepsilon_\omega \text{sgn}(S_\omega) - k_\omega S_\omega \quad (34)$$

其中 ε_ω 和 k_ω 为指数趋近率系数,且 $\varepsilon_\omega > 0, k_\omega > 0$ 。

联立式(33)、(34),并用饱和函数代替符号函数,可得

$$M' = a(K_{fl} + K_{fr})\delta - (\varepsilon_\omega \text{sat}(S_\omega) + k_\omega S_\omega)I_z - [a(K_{fl} + K_{fr}) - b(K_{rl} + K_{rr})]\beta - \frac{\gamma}{v}[a^2(K_{fl} + K_{fr}) + b^2(K_{rl} + K_{rr})] \quad (35)$$

2.4.2.2 基于纯追踪模型的转向角求解

拖拉机在对开路面行驶时,虽然在驱动力分配中加入了最小横摆力矩为目标,且有约束条件的限制,但车身可能依旧存在一定的横摆力矩。同时由于复杂的路面环境,航向角误差累积以及车轮侧偏角等因素的影响,进一步导致拖拉机偏离预期行驶轨迹,加大横向偏差,无法满足直线行驶要求。为纠正拖拉机航向角和横摆力矩导致的横向偏差,引入纯追踪模型,协同车轮转角修正拖拉机行驶轨迹。

纯追踪模型是根据拖拉机当前位置与目标位置确定行驶轨迹的跟踪算法。如图6所示,地面坐标系为 XOY 。并以拖拉机前进方向为 Y' 轴,与 Y' 轴垂直方向为 X' 轴建立 $X'O'Y'$ 车辆坐标系。其中点 D

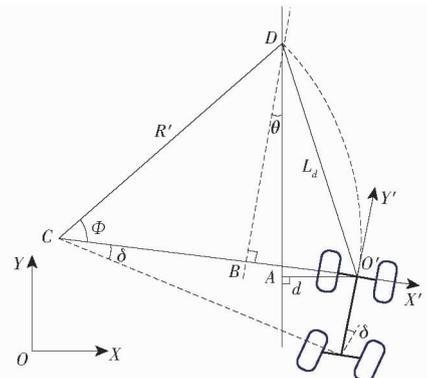


图6 电动拖拉机纯追踪模型

Fig. 6 Pure tracking model of electric tractor

为期望路径中的目标点,坐标为 (X'_d, Y'_d) 。规定拖拉机在期望路径右侧时的横向偏差 d 为正,左侧时的横向偏差 d 为负。 R' 为转向半径。

由图6几何关系可得

$$\begin{cases} R' = \frac{L_d^2}{-2X'_d} \\ X'_d = -d\cos\theta - \sqrt{L_d^2 - d^2}\sin\theta \end{cases} \quad (36)$$

式中 L_d ——前视距离, m

θ ——航向角偏差, ($^\circ$)

将式(36)化简,可计算出拖拉机转向半径为

$$R' = \frac{L_d^2}{2(d\cos\theta + \sqrt{L_d^2 - d^2}\sin\theta)} \quad (37)$$

根据转向半径与车轮转向角关系式,可求解出车轮转角为

$$\delta = \arctan \frac{2L(d\cos\theta + \sqrt{L_d^2 - d^2}\sin\theta)}{L_d^2} \quad (38)$$

由式(37)可知,前视距离 L_d 是决定转弯半径 R' 的唯一可调参数。当 L_d 较小时,转向半径较小,拖拉机以较大曲率接近前视点,容易产生超调振荡;当 L_d 较大时,转向半径大,转向角小,导致调节时间较长。研究发现,前视距离 L_d 与前进速度 v 、横向偏差 d 和航向角偏差 θ 有直接关系^[28]。由于拖拉机车速变化不明显,以横向偏差 d 和航向角偏差 θ 作为模糊控制器输入,前视距离 L_d 作为控制器输出,对输入输出进行模糊化。横向偏差 d 基本论域为 $[-0.5 \text{ m}, 0.5 \text{ m}]$,量化等级为 $\{-1, -0.7, -0.3, 0, 0.3, 0.7, 1\} = \{\text{NB}, \text{NM}, \text{NS}, \text{Z}, \text{PS}, \text{PM}, \text{PB}\}$,量化因子为2;航向角偏差 θ 基本论域为 $[-45^\circ, 45^\circ]$,量化等级为 $\{-1, -0.7, -0.3, 0, 0.3, 0.7, 1\} = \{\text{NB}, \text{NM}, \text{NS}, \text{Z}, \text{PS}, \text{PM}, \text{PB}\}$,量化因子为1/45;前视距离基本论域为 $[1 \text{ m}, 3 \text{ m}]$,量化等级为 $\{0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9\} = \{\text{VL}, \text{ML}, \text{L}, \text{M}, \text{LB}, \text{MB}, \text{VB}\}$,量化因子为3/10。采用三角隶属度函数对上述参数模糊化,并通过加权平均法对其反模糊化。对应的模糊控制规则如表2所示,模糊规则曲面如图7所示。

表2 模糊控制规则

Tab.2 Fuzzy control rule

d	θ						
	NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB	M	M	LB	LB	LB	M	M
NM	ML	L	M	LB	M	L	ML
NS	VL	ML	LB	MB	LB	ML	VL
Z	LB	LB	MB	VB	MB	LB	LB
PS	VL	ML	LB	MB	LB	ML	VL
PM	ML	L	M	LB	M	L	ML
PB	M	M	LB	LB	LB	M	M

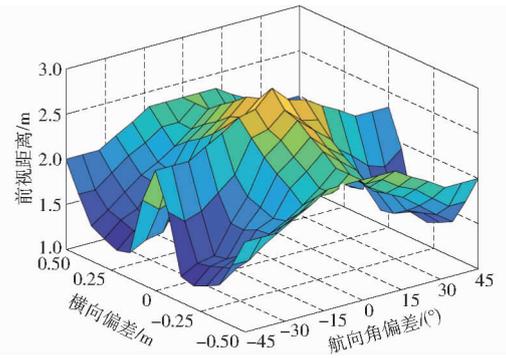


图7 模糊规则曲面

Fig.7 Fuzzy rule surface

3 仿真实验

根据式(1)~(12)在 Simulink R2023a 中建立分布式电驱动拖拉机动力学模型,并在模型中设计控制器,如图8所示。分别设置期望车速和不同路面滚阻,相关参数见表3。针对脱困工况和高低附着对开路面工况进行仿真分析。

3.1 脱困工况

车速稳定后,维持各个车轮转矩不变。并在10 s后,将右前轮接触路面附着系数由高附着系数($\mu = 0.6$)变为极低附着系数($\mu = 0.1$)。启动转矩协调分配控制作为试验组,并将转矩平均分配的增量式PI控制作为仿真试验对照组。仿真结果如图9~11所示。

无控制时,驱动力不足以克服滚动阻力,车速逐渐降低至0,右前轮滑转率快速升高至1,即右前轮空转,其余车轮滑转率降低至0;介入增量式PI控制后,各个车轮转矩逐渐提高,拖拉机3 s后成功脱困,右前轮峰值滑转率为0.58,但车速发生超调,最大车速约为2.5 m/s,且脱困时加速度较大,不利于稳定行驶;转矩协调分配控制下,控制器快速反应,将右前轮转矩分配给其他车轮,拖拉机在1 s内脱困,右前轮峰值滑转率为0.56,车速没有明显变化。并在脱困后提高右前轮转矩,维持拖拉机行驶状态。转矩协调分配控制较PI控制反应更加迅速,车速无明显突变,具有更好的行驶稳定性。

3.2 高低附着对开路面工况

对于高低附着对开路面,左侧路面为高附着,右侧路面为低附着($\mu_{fl} = \mu_{rl} = 0.6, \mu_{fr} = \mu_{rr} = 0.3$)。当拖拉机稳定行驶后,在10 s进入对开路面。在11 s进行转矩分配控制,并采用滑模控制(SMC)作为对照组,设置SMC的目标滑转率为0.12。仿真结果如图12~15所示。

拖拉机驶入对开路面,车轮转矩平均分配,均为14.06 N·m,由于右侧路面峰值附着系数突变和滚阻增大,车速降低和右侧车轮滑转率大于左侧(表4),

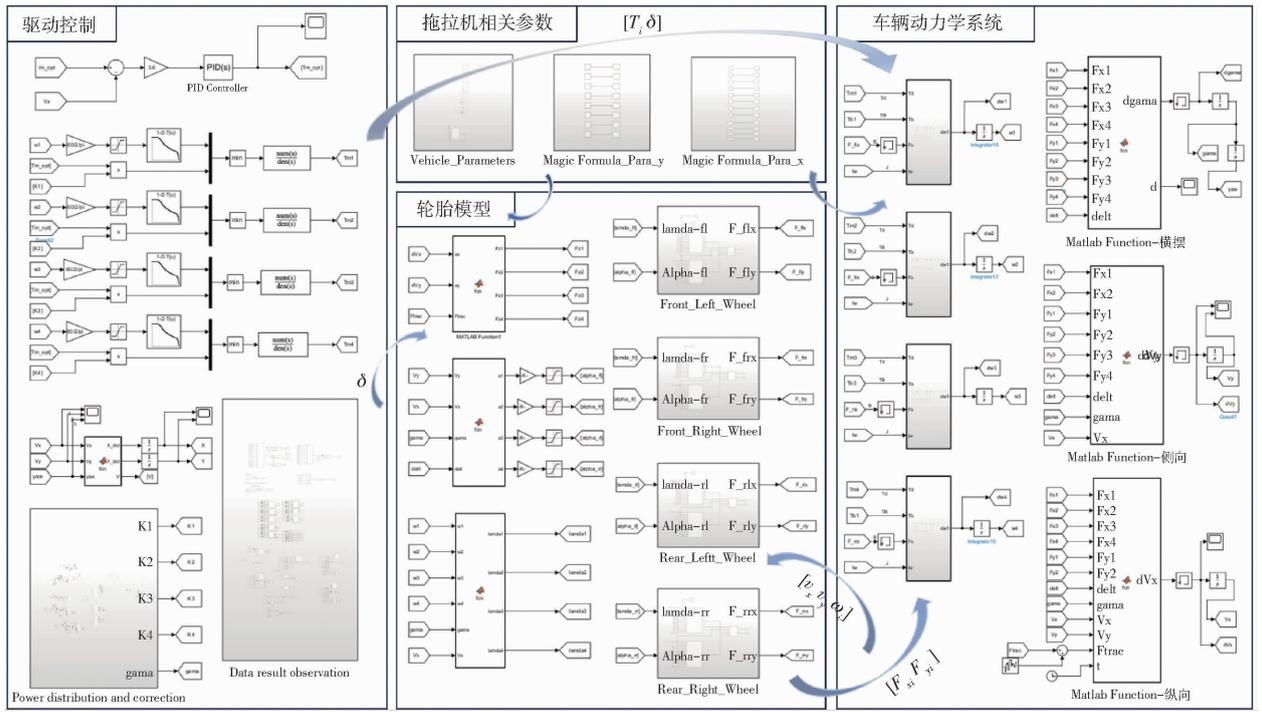


图 8 电动拖拉机 Simulink 模型

Fig. 8 Simulink model of electric tractor

表 3 仿真试验基本参数

Tab.3 Basic parameters of simulation test

参数	数值
$I_z / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	2 570
$I_w / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	5
e_1 / m	0.73
e_2 / m	2
F_{trac} / N	5 000
$v_d / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	2
K_p	0.21
K_i	0.05

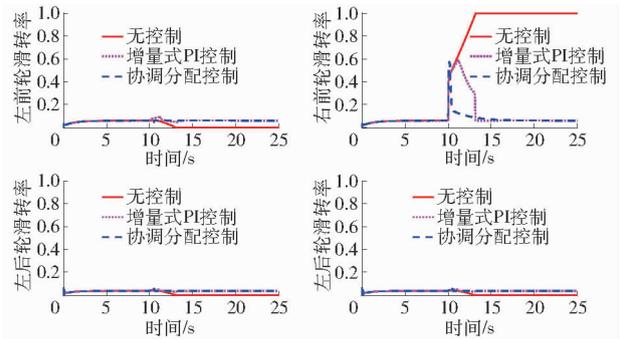


图 10 车轮滑转率变化曲线

Fig. 10 Change curves of wheel slip rate

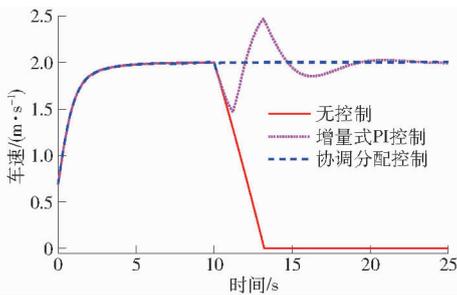


图 9 车速变化曲线

Fig. 9 Speed change curves

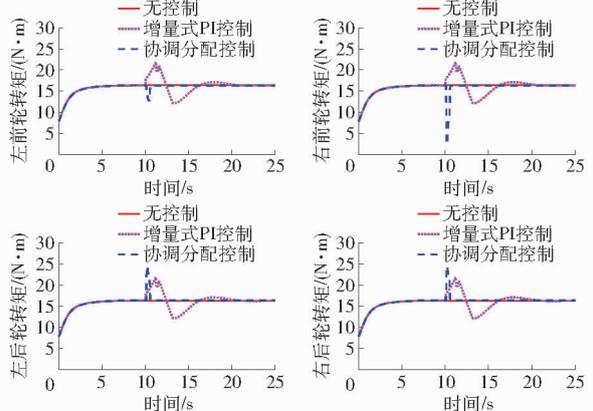


图 11 驱动轮转矩变化曲线

Fig. 11 Torque change curves of driving wheel

拖拉机逐偏离目标路径。SMC 下,依据车轮的滑转状态调整转矩输出,有效地将滑转率控制在目标滑转率内,分别为 0.12、0.12、0.118 1、0.118,即滑转率高于目标滑转率时降低转矩输出,导致各个驱动轮转矩不一致,且总转矩输出增加到 63.32 N·m,车速升高,同时车身产生额外附加横摆力矩,横向偏差进一步增大。转矩协调分配控制下,系统总转矩输

出不变,为 56.24 N·m,车速基本不变,对转矩进行再分配,降低高滑转车轮转矩的同时提高低滑转率车轮转矩,使得车轮相对滑转率降低,分别为 0.091 1、0.091 4、0.082 5、0.080 0。虽依旧会产生横摆力矩,

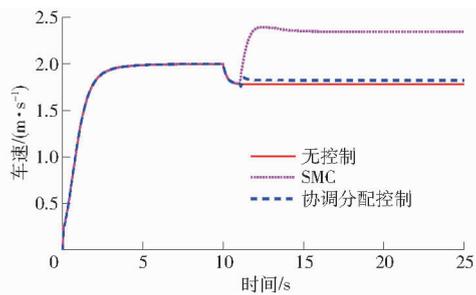


图 12 对开工况下车速变化曲线

Fig. 12 Speed change curves under starting condition

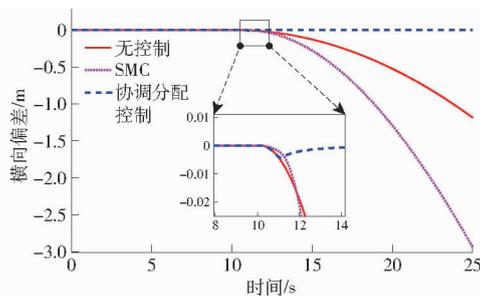


图 13 对开工况下拖拉机横向偏差变化曲线

Fig. 13 Tractor lateral deviation change curves under starting condition

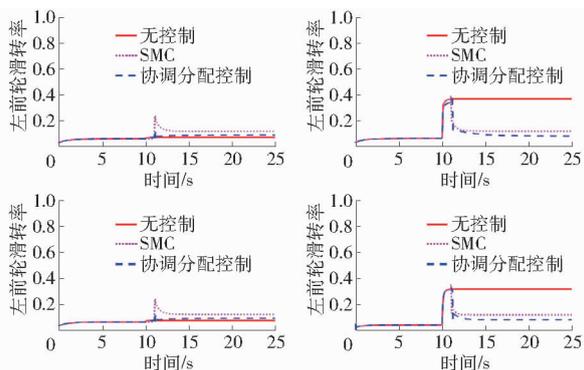


图 14 对开工况下车轮滑转率变化曲线

Fig. 14 Change curves of wheel slip rate under starting condition

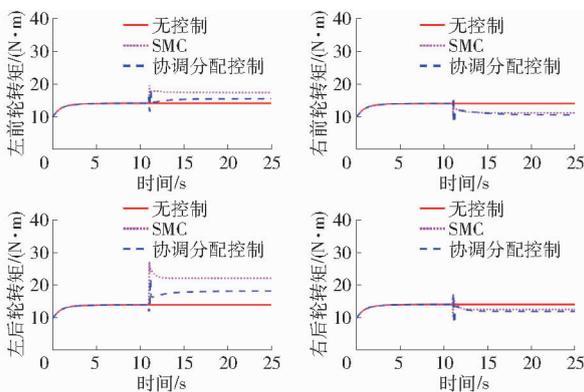


图 15 对开工况下驱动轮转矩变化曲线

Fig. 15 Wheel torque variation curves under starting condition

表 4 不同控制下驱动轮转矩与滑转率

Tab. 4 Wheel torque and slip ratio under different control

车轮	无控制		SMC		协调分配控制	
	滑转率	转矩/ (N·m)	滑转率	转矩/ (N·m)	滑转率	转矩/ (N·m)
左前轮	0.074 0	14.06	0.120 0	17.36	0.091 1	15.40
左后轮	0.073 8	14.06	0.120 0	22.16	0.091 4	18.20
右前轮	0.365 7	14.06	0.118 1	11.24	0.082 5	10.70
右后轮	0.316 4	14.06	0.118 0	12.56	0.080 0	11.94

4 田间试验

4.1 试验场地

在江苏省农业机械试验鉴定站试验田进行转矩协调分配控制试验,验证转矩协调分配方式的有效性和鲁棒性。试验路面为局部低附着路面和对开路面。局部低附着路面为不规则泥泞路段,如图 16 所示。对开路面左侧为未耕地,右侧为已耕地,如图 17 所示,试验路面长 30 m,通过含水率和坚实度测量仪(TZS-1K-G 型,精度:相对百分误差小于 3%,浙江托普云科技股份有限公司)以五点法每隔 5 m 测量试验路面的坚实度和含水率,测量结果如图 18 所示。

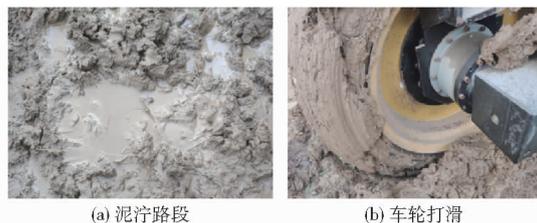


图 16 不规则泥泞路段

Fig. 16 Irregular muddy road section



图 17 对开路面

Fig. 17 Complex road

4.2 试验结果

为验证转矩协调分配控制策略的可行性和鲁棒性,在图 16、17 的 2 种路面进行转矩分配控制策略验证试验,设置滑转率阈值为 0.15,目标车速为 1 m/s。脱困工况下,设置右前轮接触低附着路面进行脱困试验,由于滑模控制通过降低滑转车轮转矩降低滑转率,总驱动转矩降低,拖拉机无法自主脱困。

但由于协调了车轮转向、修正了航向角和消除了横摆力矩,横向偏差得到了有效控制。

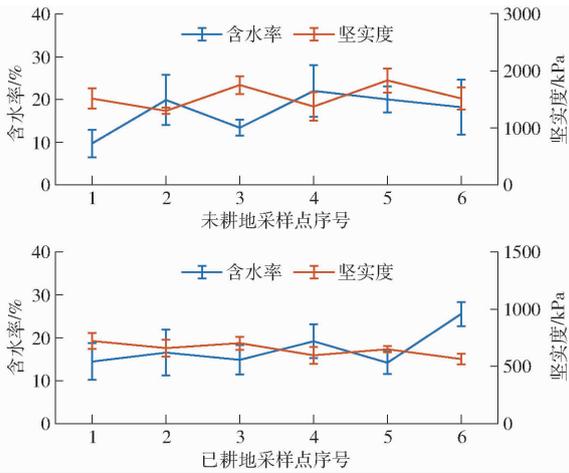


图 18 试验土壤含水率与坚实度

Fig. 18 Test soil moisture content and firmness

困,故采用转矩平均分配的增量式PI控制作为试验对照组,试验结果如图19、20所示。对开路面工况下,以文献[29]中的滑模控制算法作为试验对照组,设置目标滑转率为0.12,试验结果如图21~23所示。

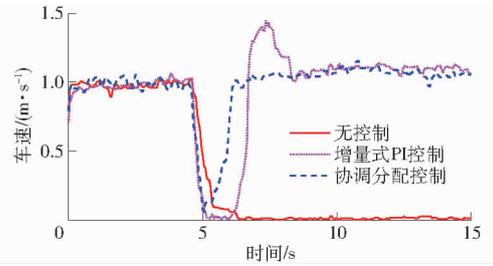


图 19 脱困工况下车速变化曲线

Fig. 19 Speed change curves under getting out of trouble

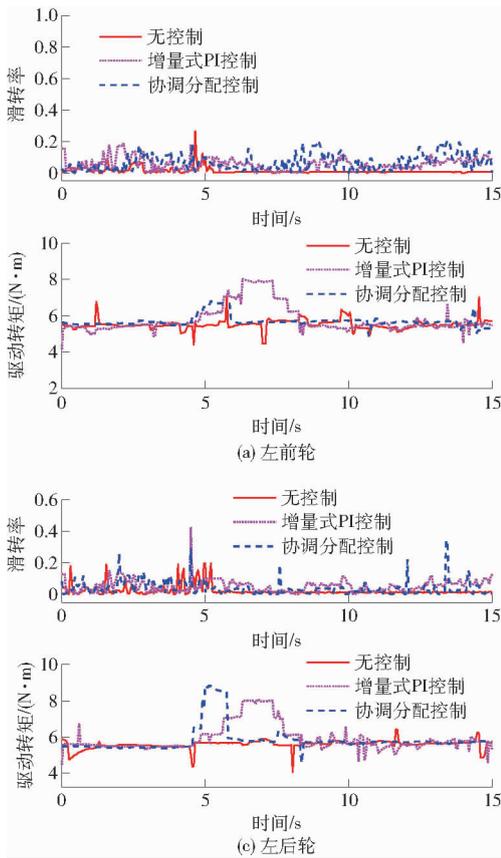


图 20 验证试验脱困工况下车轮滑转率与转矩变化曲线

Fig. 20 Verification curves of wheel slip rate and torque change under condition of getting out of trouble

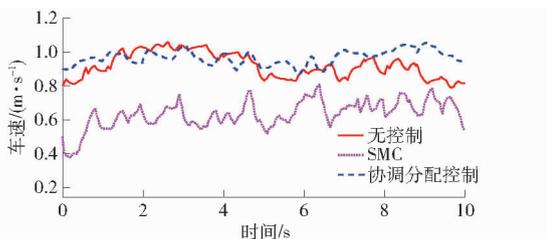


图 21 验证试验纵向车速变化曲线

Fig. 21 Longitudinal speed change curves of verification test

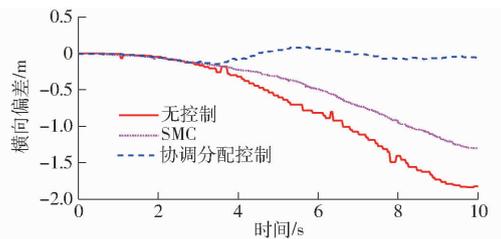


图 22 验证试验横向偏差变化曲线

Fig. 22 Lateral deviation change curves of verification test

脱困工况下,拖拉机经过不规则泥泞路段时,由于路段附着条件较差,无法为右前轮提供足够驱动

力,右前轮剪切土壤后发生空转,车速逐渐降低至0 m/s,转矩无法得到有效利用,拖拉机无法自主脱

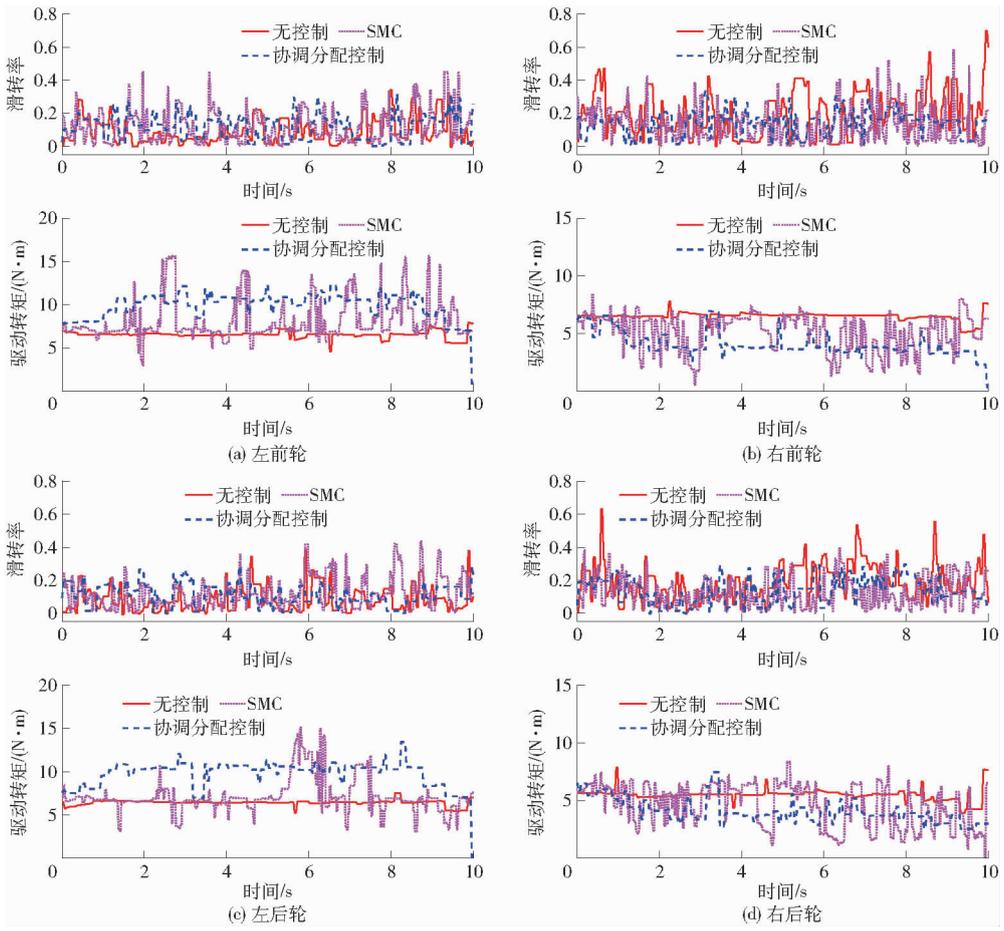


图 23 验证试验对开路面滑转率与转矩变化曲线

Fig. 23 Change curves of slip rate and torque variation of open pavement in verification test

困,如图 16 所示。进行 PI 控制后,转矩平均分配,并逐渐增加。当车轮驱动力足够克服滚动阻力后,拖拉机开始脱困。但脱困后,车速出现超调现象,与仿真结果类似。脱困平均转矩为 $27.08 \text{ N}\cdot\text{m}$ (表 5)。在转矩协调分配控制下,逐渐降低空转车轮转矩,并将降低转矩协调分配到其他车轮上使其具有足够的驱动力脱困。脱困时间为 1.5 s ,车速没有出现明显超调。由于 PI 控制器的迟滞性,转矩协调分配控制较 PI 控制的脱困时间降低 1.2 s ,车轮空转时间少,土壤进一步破坏度低,脱困平均转矩为 $23.16 \text{ N}\cdot\text{m}$,较 PI 控制降低 14.48% 。且车速不会出现明显超调,冲量较小,拖拉机脱困更迅速和平稳。

表 5 脱困工况控制性能对比

Tab. 5 Control performance comparison under getting out of trouble

参数	无控制	增量式 PI 控制	协调分配控制
脱困时间/s		2.70	1.50
加速度/ $(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$		1.71	0.75
平均转矩/ $(\text{N}\cdot\text{m})$	22.36	27.08	23.16

对开路面工况下,拖拉机左右轮接触路面附

着条件和滚动阻力不同,左右轮间相对滑转率较大(表 6),右轮明显过度滑转。车身逐渐偏离预期行驶轨迹,拖拉机横向偏差在 4.5 s 时达到 0.5 m 并不断增加,超出了轮距的 $1/4$,右侧车轮完全驶出原始路面,如图 22 所示。进行滑模控制后,滑转率得到有效控制,驱动轮平均滑转率分别为 0.1210 、 0.1231 、 0.1262 、 0.1307 ,均在目标滑转率附近,与文献[29]中的结果类似。由于滑模控制是依据车轮滑转状态调整转矩输出,虽然车速可稳定,但低于目标车速,如图 21 所示。同时,并未解决拖拉机偏离预期行驶轨迹的问题,由于左右车轮驱动力不同造成的附加横摆力矩会进一步扩大横向偏差增加速率。在转矩协调分配控制下,车轮平均滑转率均低于 0.15 ,分别为 0.1217 、 0.1119 、 0.1403 、 0.1368 ,车轮相对滑转率降低。虽然驱动轮平均滑转率高于滑模控制,但较滑转率控制更加稳定(表 6)。由于纵向运动控制器存在,可将车速稳定在目标车速 1 m/s 附近,较无控制时无明显变化。同时协调了车轮转向,消除了航向角偏差和横摆力矩影响,有效地将横向偏差控制在 $-0.25 \sim 0.25 \text{ m}$,整车行驶更稳定。

表6 对开路面工况下车轮滑转率

Tab.6 Comparison of wheel slip rate under split road surface

车轮	无控制		SMC		协调分配控制	
	均值	标准差	均值	标准差	均值	标准差
左前轮	0.090 6	0.077 2	0.121 0	0.092 5	0.121 7	0.079 8
左后轮	0.081 7	0.078 6	0.123 1	0.096 2	0.111 9	0.066 4
右前轮	0.198 5	0.138 1	0.126 2	0.103 0	0.140 3	0.073 7
右后轮	0.188 9	0.112 5	0.130 7	0.090 3	0.136 8	0.079 8

综上,无控制情况下,拖拉机受到路面影响,行驶稳定性较差。在转矩协调分配控制下,拖拉机陷入低附着路面后可快速稳定脱困,较PI控制总转矩输出更低,车速也不会出现超调。且在拖拉机行驶于对开路面时有效改善车轮过度滑转情况,较滑模控制提高了行驶稳定性的同时保证了动力性。

5 结论

(1)基于分布式驱动拖拉机研究了一种转矩协调分配控制方法,充分利用分布式驱动系统的独立

驱动特性,依据各车轮滑转状态,对驱动转矩进行动态调整与优化分配,有效解决了拖拉机在左右车轮处于差异路面条件下出现的车轮过度滑转和行驶稳定性差问题。

(2)在Matlab/Simulink中搭建了拖拉机动力学模型,并设计转矩协调分配控制器。仿真结果表明:在脱困工况与对开路面工况下,该控制器能优化驱动转矩分配,具有良好的控制性能,实现了拖拉机快速脱困与驱动防滑。

(3)实车试验结果表明,采用转矩协调分配控制后,拖拉机行驶稳定性较好。脱困工况下,拖拉机可在1.5 s内快速脱困,冲量更低,脱困更稳定。对开路面工况下,车轮平均滑转率分别为0.121 7、0.111 9、0.140 3、0.136 8,有效抑制车轮过度滑转,较滑模控制滑转率控制更稳定,同时消除了附加横摆力矩的影响,维持拖拉机的预期行驶轨迹,将横偏差控制在 $-0.25 \sim 0.25$ m,稳定车速的同时提高了拖拉机动力性和行驶稳定性。

参 考 文 献

- [1] 谢斌,武仲斌,毛恩荣. 农业拖拉机关键技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报,2018,49(8):1-17.
XIE Bin, WU Zhongbin, MAO Enrong. Development and prospect of key technologies on agricultural tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(8):1-17. (in Chinese)
- [2] VAEZ S, JOHN V I, RAHMAN M A. Energy saving vector control strategies for electric vehicle motor drives[C]// Proceedings of Power Conversion Conference, Nagaoka, 1997.
- [3] 高辉松. 电动拖拉机驱动系统研究[D]. 南京:南京农业大学,2008.
GAO Huisong. Research on drive system of electric tractor[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2008. (in Chinese)
- [4] 王韦韦,陈黎卿,杨洋,等. 农业机械底盘技术研究现状与展望[J]. 农业机械学报,2021,52(8):1-15.
WANG Weiwei, CHEN Liqing, YANG Yang, et al. Development and prospect of agricultural machinery chassis technology[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(8):1-15. (in Chinese)
- [5] 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)
- [6] 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 CSAE, 2018, 34(15):66-76. (in Chinese)
- [7] 孙恬恬,毛恩荣,傅梁起,等. 基于变量马达控制的喷雾机驱动防滑系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2024,55(5):158-166.
SUN Tiantian, MAO Enrong, FU Liangqi, et al. Design and experiment of spray machine drive anti-skid system based on variable motor control[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(5):158-166. (in Chinese)
- [8] 陈黎卿,谭雨点,吴荣,等. 基于遗传算法的电动四驱汽车轴间扭矩分配控制策略[J]. 农业机械学报,2017,48(7):361-367.
CHEN Liqing, TAN Yudian, WU Rong, et al. Torque distribution control strategy of electronically controlled four-wheel drive axle based on genetic algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(7):361-367. (in Chinese)
- [9] 徐友友,张俊江,刘孟楠. 增程式四轮驱动电动拖拉机转矩分配策略[J]. 河南科技大学学报(自然科学版),2017,38(3):80-86.
XU Liyou, ZHANG Junjiang, LIU Mengnan. Torque distribution strategy of extended range electric tractor[J]. Journal of Henan University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2017, 38(3):80-86. (in Chinese)
- [10] 周华栋,鲁植雄,邓晓亭,等. 四轮独立驱动电动拖拉机牵引作业转矩分配研究[J]. 南京农业大学学报,2018,41(5):962-970.
ZHOU Huadong, LU Zhixiong, DENG Xiaoting, et al. Study on torque distribution of traction operation off our wheel independent driven electric tractor[J]. Journal of Nanjing Agricultural University, 2018, 41(5):962-970. (in Chinese)

- [11] WANG M, NING P, SU K, et al. Slip-draft embedded control system by adaptively adjusting the battery position for electric tractors[J]. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 2023, 16(5): 155 – 164.
- [12] ZHANG S, XIE B, WEN C, et al. Intelligent ballast control system with active load-transfer for electric tractors[J]. *Biosystems Engineering*, 2022, 215: 143 – 155.
- [13] 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.
- [14] 冯彦彪, 杨珏, 季智燚, 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 CSAE*, 2015, 31(8): 119 – 125. (in Chinese)
- [15] 周倩倩, 温浩军, 李中祥, 等. 液压四驱喷雾机模糊防滑控制系统设计与试验[J]. *农业机械学报*, 2020, 51(增刊2): 283 – 288.
ZHOU Qianqian, WEN Haojun, LI Zhongxiang, et al. Design and test of fuzzy anti-skid control of four-wheel drive hydraulically driven sprayer[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2020, 51(Supp. 2): 283 – 288. (in Chinese)
- [16] 张硕, 武仲斌, 陈军, 等. 犁耕作业大马力拖拉机驱动轮滑转率控制方法[J]. *农业工程学报*, 2020, 36(15): 47 – 55.
ZHANG Shuo, WU Zhongbin, CHEN Jun, et al. Control method of driving wheel slip rate of high-power tractor for ploughing operation[J]. *Transactions of the CSAE*, 2020, 36(15): 47 – 55. (in Chinese)
- [17] 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 CSAE*, 2024, 40(10): 85 – 96. (in Chinese)
- [18] 程小平, 秦健. 基于非线性模型预测控制的轮边电驱动客车驱动防滑研究[J]. *客车技术*, 2018(1): 12 – 17.
CHENG Xiaoping, QIN Jian. ASR research of wheel side electric drive bus based on nonlinear model predictive control[J]. *Bus Technology*, 2018(1): 12 – 17. (in Chinese)
- [19] 郑香美, 高兴旺, 赵志忠. 基于“魔术公式”的轮胎动力学仿真分析[J]. *机械与电子*, 2012(9): 16 – 20.
ZHENG Xiangmei, GAO Xingwang, ZHAO Zhizhong. Simulation analysis of tire dynamic based on “Magic Formula”[J]. *Mechanical and Electronic*, 2012(9): 16 – 20. (in Chinese)
- [20] 李刚, 王野, 宗长富. 四轮轮毂电机电动汽车行驶状态估计[J]. *汽车工程*, 2018, 40(2): 150 – 155.
LI Gang, WANG Ye, ZONG Changfu. Driving state estimation of electric vehicle with four-wheel-hub-motors[J]. *Automotive Engineering*, 2018, 40(2): 150 – 155. (in Chinese)
- [21] 郭孔辉, 黄世庆, 吴海东, 等. 包括面内动态特性的 UniTire 轮胎模型[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2023, 53(12): 3305 – 3313.
GUO Konghui, HUANG Shiqing, WU Haidong, et al. UniTire tire model including in-plane dynamic characteristics[J]. *Journal of Jilin University (Engineering Edition)*, 2023, 53(12): 3305 – 3313. (in Chinese)
- [22] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007.
- [23] 余志生. 汽车理论[M]. 6版. 北京: 机械工业出版社, 2019.
- [24] 电动拖拉机动力传动系统效率测定方法: T/NJ 1256—2021[S]. 2021.
- [25] 杜小强, 洪方伟, 马程宏, 等. 农业装备行驶滑动辨识与控制研究现状与展望[J]. *农业机械学报*, 2024, 55(8): 1 – 20.
DU Xiaoqiang, HONG Fangwei, MA Zenghong, et al. State-of-the-art and prospect on sliding identification and control of agricultural machinery[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2024, 55(8): 1 – 20. (in Chinese)
- [26] 孙晨阳, 周俊, 赖国梁. 基于 ASTUKF 的分布式农业车辆路面参数辨识方法[J]. *农业机械学报*, 2024, 55(2): 401 – 414.
SUN Chenyang, ZHOU Jun, LAI Guoliang. Road parameters identification method for distributed agricultural vehicle based on ASTUKF[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2024, 55(2): 401 – 414. (in Chinese)
- [27] 张晨晨, 夏群生, 何乐. 质心侧偏角对车辆稳定性影响的研究[J]. *汽车工程*, 2011, 33(4): 277 – 282.
ZHANG Chenchen, XIA Qunsheng, HE Le. A study on the influence of sideslip angle at mass center on vehicle stability[J]. *Automotive Engineering*, 2011, 33(4): 277 – 282. (in Chinese)
- [28] 唐小涛, 陶建峰, 李志腾, 等. 自动导航插秧机路径跟踪系统稳定性模糊控制优化方法[J]. *农业机械学报*, 2018, 49(1): 29 – 34.
TANG Xiaotao, TAO Jianfeng, LI Zhiteng, et al. Fuzzy control optimization method for stability of path tracking system of automatic transplanter[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2018, 49(1): 29 – 34. (in Chinese)
- [29] 毛家稳, 周俊, 梁洋洋. 电驱动高地隙车辆滑转率滑模控制研究[J]. *中国农业大学学报*, 2017, 22(2): 129 – 134.
MAO Jiawen, ZHOU Jun, LIANG Yangyang. Research on slip rate sliding mode control of electric drive high ground clearance vehicles[J]. *Journal of China Agricultural University*, 2017, 22(2): 129 – 134. (in Chinese)