

履带式再生稻收获机田间转弯机理和性能试验

刘伟健, 罗锡文, 曾山, 文智强, 曾力

(华南农业大学 南方农业机械与装备关键技术省部共建教育部重点实验室, 广州 510642)

摘要:为进一步探究履带式再生稻收获机的田间转弯性能,对转弯半径与窄履沉陷量的关系进行了全面分析。主要分析了再生稻收获机田间转弯的基本原理,对窄履驱动力、滑移率、窄履沉陷量以及行驶阻力进行了计算,使用 Recurdyn 分析获得转弯半径与窄履沉陷量的函数关系。仿真结果表明:随着转弯半径的增大,两侧驱动轮转矩、窄履沉陷量均减小,驱动轮转矩从 5835 N·m 减小到 672.3 N·m,驱动轮转矩、窄履沉陷量峰值均处于转弯半径为 0 处。通过田间试验对仿真结果的可靠性进行验证,结果表明:随着转弯半径的增大,沉陷量从 186.24 mm 减小到 103.57 mm,试验现象和计算结果均与 Recurdyn 仿真吻合,证明仿真结果可靠,该研究可为后期再生稻收获机转弯理论研究提供参考。

关键词:农业机械化工程;再生稻;窄履;转弯半径;沉陷量;虚拟样机

中图分类号:S225.4 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5497(2023)09-2695-11

DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20211178

Field turning mechanism and performance test of crawler reclaimed rice harvester

LIU Wei-jian, LUO Xi-wen, ZENG Shan, WEN Zhi-qiang, ZENG Li

(Key Laboratory of Key Technology on Agricultural Machine and Equipment, Ministry of Education, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China)

Abstract: In order to further explore the turning performance of ratooning rice harvester in the field, the relationship between turning radius and narrow track subsidence was comprehensively analyzed. The basic principle of field turning of tracked ratooning rice harvester was analyzed, and the driving force, slip rate, track subsidence and driving resistance of narrow track were calculated. The functional relationship between turning radius and narrow track subsidence was obtained by RecurDyn analysis. The simulation results show that with the increase of the turning radius, the driving wheel torque and narrow track subsidence on both sides decrease. The driving wheel torque decreased from 5835 N·m to 672.3 N·m. The peak values of driving wheel torque and narrow track subsidence were at the turning radius of 0. The reliability of the simulation results was verified by field experiments, the results show that with the increased of turning radius, the subsidence decreased from 186.24 mm to 103.57 mm. The experimental phenomena and calculation results were consistent with the RecurDyn simulation, proving the simulation results are

收稿日期:2021-11-09.

基金项目:岭南现代农业实验室科研项目(NT2021009);工信部 2021 重点项目(TC210H02Y).

作者简介:刘伟健(1992-),男,助理研究员,博士.研究方向:农业机械化工程.E-mail:531964726@qq.com

通信作者:曾山(1973-),男,研究员,博士.研究方向:智能农机技术与装备.E-mail:shanzeng@scau.edu.cn

reliable. This study can provide a reference for the turning theory research of ratooning rice harvester in the later period.

Key words: agricultural mechanization engineering; ratooning rice; narrow track; turning radius; subsidence; virtual prototype

0 引言

再生稻具有“一种两收”、“省工省种”、实现增粮增收的优点,近年来在长江中下游地区迅速推广^[1,2]。再生稻头季机械化收获需保证高留茬、低碾压^[3],若使用普通履带式底盘,碾压率高达50%以上,严重影响再生季的产量。不同于单季稻,再生稻头季收割时地块湿软,若仅减小履带宽度势必会造成沉陷量进一步加大,收获机行走、转弯困难,故需平衡履带宽度、轨距以及机具质量三者之间的关系,减小沉陷量,在保证机动性的同时达到低于20%的碾压率。

欧美等发达国家目前也鲜有专门针对再生稻收获机械的研究,国内对于再生稻头季收获机械的研究尚处于初级阶段^[4]。张国忠等^[5]研制了一种再生稻割穗机,该机采用插秧机底盘,对再生稻碾压率较低,但沉陷量较大,机械自动化程度不高。付建伟等^[6]研制了一种双通道再生稻收获机,主要由底盘、割台、两套左右对称布置的脱粒清选装置和秸秆粉碎器组成,割幅达3 m,田间机动性较差。雷志强等^[7]对全履带式再生稻收割机行走底盘碾压率进行了模拟分析并进行了田间试验。

土壤特性是影响再生稻收获机机动性的重要因素,因此充分了解土壤力学特性及其对再生稻收获机载荷的响应,对于在复杂田间环境下合理开发和使用再生稻收获机专用底盘具有重要作用。Bekker压强-沉陷量公式表明^[1],窄履沉陷量仅与机具质量、履带尺寸以及土壤参数有关,未提及转弯半径对窄履沉陷量的影响。不同于通用履带,窄履沉陷量会严重影响再生稻收获机的收获作业能力,故需对此专用底盘的田间转弯特性进行深入研究。

本文从运动学及动力学角度出发,对再生稻收获机田间转弯运动进行分析,提出了窄履沉陷量与转弯半径、驱动轮转矩之间的数学模型,并以最大窄履沉陷量评价其田间机动性能;以驱动轮转矩评价履带-土壤的相互作用关系,结合虚拟样机仿真和田间试验,验证了模型的真实性和虚拟

样机仿真结果的可靠性,本文研究成果可为再生稻收获机的田间转弯性能研究提供依据和参考。

1 履带转弯基本原理

1.1 再生稻收获机主要参数设计

履带式底盘水田作业需保证接地比压小于等于24 kPa,履带式再生稻收获机底盘在减小履带宽度的同时,需增加履带长度以保证接地比压。采用200 mm宽度履带可大幅降低碾压率,但履带接地长度达3100 mm,为平衡两者关系,本文设计的履带式再生稻收获机采用280 mm宽度履带,轨距增大至1600 mm。此外,收获时一侧履带驶于前次车辙内,这样可以在有效降低碾压率的同时进一步提升收获机的横向稳定性,经计算综合碾压率仅为13%。由于采用全液压底盘,轨距的增大对转弯半径的影响极小,履带式再生稻收获机参数如表1所示。

表1 再生稻收获机参数

Table 1 Parameters of ratooning rice harvester

参数	数值	参数	数值
整机尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	4870×2500×2960	接地长度/mm	1873
履带宽度/mm	280	驱动轮半径/mm	194.5
割台宽度/mm	2000	轨距/mm	1600
履齿节距/mm	90	作业速度/(m·s ⁻¹)	0~2.5
履刺高度/mm	29	整机质量/kg	2950
重心高度/mm	875	液压系统结构	双泵双马达

1.2 转弯原理

再生稻收获机滑移转弯时,外侧履带驱动力增大,内侧履带驱动力减小甚至反转,从而生成转弯力矩,用于克服履带在地面上滑移及转动惯量引起的转向阻力矩,从而完成转弯动作^[8]。

再生稻收获机稳态转弯模型如图1所示,转弯时,通过改变两侧履带驱动轮转速实现不同半径的转弯^[9-12]。当两侧履带转速、方向相同时,再生稻收获机直线行驶;当两侧履带转速相同、方向

相反时,再生稻收获机原地转弯^[13]。理论上,履带接地段与地面相对静止,绝对运动速度为0,但由于履带对土壤的剪切及挤压使土壤发生形变,使外侧履带滑转、内侧履带滑移,实际转弯半径发生改变,所以依据传统转弯理论的计算结果与实际值差别较大^[14]。

如图1所示,内、外侧履带上的驱动力分别为 F_i 和 F_o ,两侧履带合成运动阻力为 R_t ,合成转向阻力矩为 M_r ,有:

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} = F_o + F_i - R_t \quad (1)$$

式中: s 为再生稻收获机重心位移,m; m 为再生稻收获机质量,kg。

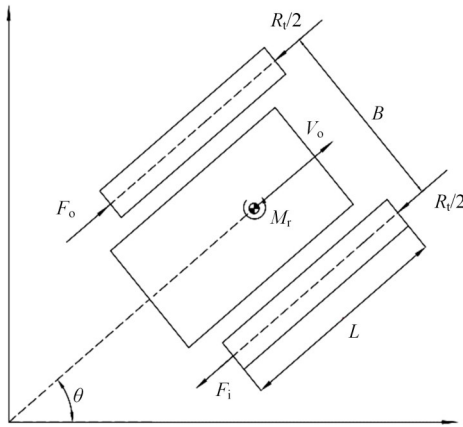


图1 再生稻收获机转弯基本原理
Fig. 1 Basic principle of turning of ratooning rice harvester

稳态条件下,若不考虑再生稻收获机的线加速度和角加速度,则:

$$F_o + F_i - R_t = 0 \quad (2)$$

$$\frac{B}{2}(F_o - F_i) - M_r = 0 \quad (3)$$

式中: B 为履带轨距,mm。

再生稻收获机达到稳定状态后,两侧履带所需驱动力分别为:

$$F_o = \frac{R_t}{2} + \frac{M_r}{B} = \frac{f_r W}{2} + \frac{M_r}{B} \quad (4)$$

$$F_i = \frac{R_t}{2} - \frac{M_r}{B} = \frac{f_r W}{2} - \frac{M_r}{B} \quad (5)$$

式中: f_r 为再生稻收获机运动阻力系数,本文取 $f_r=0.1$; W 为再生稻收获机重力,N。

假设法向压力沿履带均匀分布,作用在单位履带长度上的横向阻力 R_t 可表示为:

$$R_t = \frac{\mu_t W}{2L} \quad (6)$$

式中: μ_t 为履带横向阻力系数,取0.85; L 为履带长度,mm。

横向阻力关于两条履带重心的合成力矩 M_r 可表示为:

$$M_r = 4 \frac{W \mu_t}{2l} \int_0^{\frac{l}{2}} x dx = \frac{\mu_t W L}{4} \quad (7)$$

履带可产生的最大驱动力受田间土壤参数及履带参数限制,需保证外侧履带驱动力满足:

$$F_o \leq cbL + \frac{W \tan \phi}{2} \quad (8)$$

式中: c 为土壤内聚力; b 为履带宽度,mm; ϕ 为土壤内抗剪强度角,本文 $\phi=34^\circ$ 。

将式(4)(7)代入(8)中,可得:

$$\frac{L}{B} \leq \frac{2}{\mu_t} \left(\frac{c}{p} + \tan \phi - f_r \right) \quad (9)$$

式中: p 为再生稻收获机接地比压,kPa。

通过以上理论分析可知,履带接地长度与轨距的比值应为1.1~1.5,若比值过大,再生稻收获机田间转向困难;比值过小则严重影响再生稻收获机的作业稳定性。将表1和路面土壤内聚力参数代入式(9),经计算履带接地长度与轨距比值为1.171,底盘参数设计合理,满足稳态转弯条件,再生稻收获机可在该地面条件下完成转弯。

1.3 转弯半径与滑移率

再生稻收获机转弯时,外侧履带滑转,内侧履带滑移,使实际转弯半径与理论转弯半径不同^[15-17],理论转弯半径 R 为:

$$R = \frac{B(r\omega_o + r\omega_i)}{2(r\omega_o - r\omega_i)} \quad (10)$$

考虑履带滑移、滑转时的实际转弯半径 R' 为^[18]:

$$R' = \frac{B[r\omega_o(1-i_o) + r\omega_i(1-i_i)]}{2[r\omega_o(1-i_o) - r\omega_i(1-i_i)]} \quad (11)$$

式中: r 为再生稻收获机驱动轮半径,m; ω_o 、 ω_i 为两侧驱动轮角速度,rad/s; i_o 、 i_i 分别为外、内侧履带滑移率,再生稻收获机田间行驶时, i_o 、 i_i 的值取决于履带的驱动力 F 。

$$F = (Ac + W \tan \phi) \left[1 - \frac{K}{iL} \left(1 - e^{-\frac{iL}{K}} \right) \right] \quad (12)$$

式中: A 为履带接地面积,m²; K 为剪切位移参数; i 为履带滑移率。

设比例系数 K_s 为外侧履带转速与内侧履带转速之比,实际转弯半径与理论转弯半径之比随比例系数 K_s 的变化曲线如图 2 所示。图中,曲线 I : $i_o=0.2, i_i=0.2$; 曲线 II : $i_o=0.2, i_i=-0.2$ 。由图 2 可知,实际转弯半径与理论转弯半径之比总是大于 1,说明田间作业时实际转弯半径总是大于理论转弯半径,滑移、滑转的存在增大了再生稻收获机的转弯半径^[19,20]。

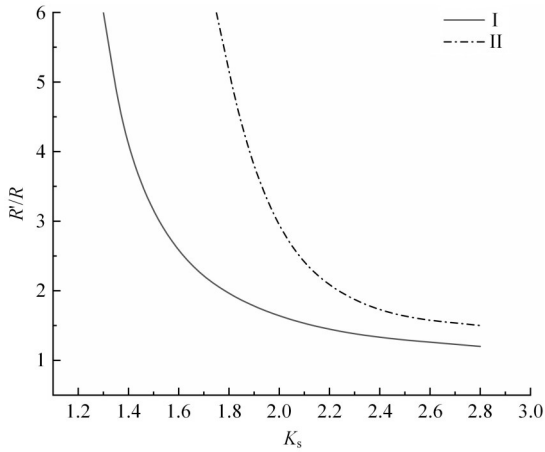


图 2 履带滑转对转弯半径的影响

Fig. 2 Influence of track slip on turning radius

1.4 窄履沉陷量和行驶阻力

假设再生稻收获机履带上的接触压强分布均匀,由 Bekker 压强-沉陷量公式可得^[21,22]:

$$z_0 = \left(\frac{p}{k_c/b + k_\phi} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{W/(bL)}{k_c/b + k_\phi} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (13)$$

式中: p 为接地比压, kPa; k_c 为黏聚力模量, kN/m^{n+1} ; k_ϕ 为内摩擦力模量, kN/m^{n+2} ; n 为土壤变形指数; z_0 为履带沉陷量, mm。

式(13)中窄履沉陷量仅与机具质量、履带尺寸和土壤参数有关,但田间试验发现,不同转弯半径对窄履沉陷量影响显著,需探究两者之间的函数关系。

当再生稻收获机履带压实土壤,形成长度为 L 、宽度为 b 、深度为 z_0 的车辙所做的功为:

$$W_c = bL \int_0^{z_0} p dz \quad (14)$$

将式(13)代入式(14)中可得:

$$W_c = \frac{bL}{(n+1)(k_c/b + k_\phi)^{1/n}} \left(\frac{W}{bL} \right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (15)$$

履带沿水平方向运动距离为 L 时,驱动力所做的功与 W_c 相同:

$$W_c = R_c L \quad (16)$$

则压实土壤的运动阻力 R_c 为:

$$R_c = b \left(k_c/b + k_\phi \right) \left(\frac{z_0^{n+1}}{n+1} \right) \quad (17)$$

1.5 稳态转弯运动学分析

图 3 为再生稻收获机稳态转弯模型,图中, CG 为机体重心; C_x 为车辆重心与纵向中心线的横向距离, mm; C_y 为车辆重心与横向中心线的纵向距离, m; s_o 为机体纵向偏置距离, mm; O_1, O_2 为 X_1Y_1, X_2Y_2 坐标系的原点; M_{r_o}, M_{r_i} 为关于点 O_1, O_2 的转弯力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; F_{x_i}, F_{x_o} 为两侧履带驱动力横向分力, N; F_{y_i}, F_{y_o} 为两侧履带驱动力纵向分力, N; dF_o, dF_i 为两侧履带与地面接触某一微元上所产生的剪切力; R' 为再生稻收获机实际转弯半径, mm; R_o, R_i 为两侧履带压实土壤的运动阻力, N。在履带与土壤接触的一个微元 dA 上所产生的剪切力可表示为:

$$dF_o = \tau_o dA \quad (18)$$

$$dF_i = \tau_i dA \quad (19)$$

式中: τ_o, τ_i 分别为两侧履带上的剪切应力, N/mm。

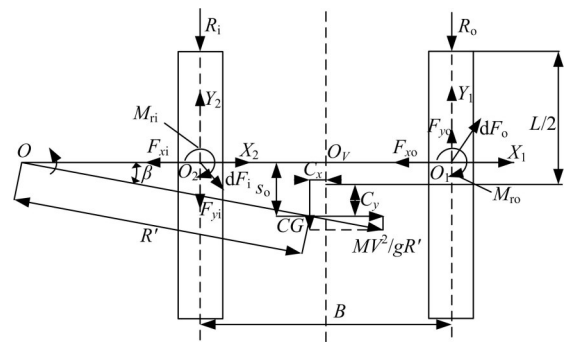


图 3 再生稻收获机稳态转弯模型

Fig. 3 Turning model of ratooning rice harvester

如图 3 所示,作用在两侧履带的横向力 F_{x_i}, F_{x_o} 及纵向力 F_{y_i}, F_{y_o} 可分别表示为:

$$F_{x_o} = - \int_{-l/2+c_y-s_o}^{l/2+c_y-s_o} \int_{-b/2}^{b/2} \sigma_o \mu \left(1 - e^{-\frac{j_o}{K}} \right) \cos \delta_1 dx_1 dy_1 \quad (20)$$

$$F_{x_i} = - \int_{-l/2+c_y-s_o}^{l/2+c_y-s_o} \int_{-b/2}^{b/2} \sigma_i \mu \left(1 - e^{-\frac{j_i}{K}} \right) \cos \delta_2 dx_2 dy_2 \quad (21)$$

$$F_{y_o} = - \int_{-l/2+c_y-s_o}^{l/2+c_y-s_o} \int_{-b/2}^{b/2} \sigma_o \mu \left(1 - e^{-\frac{j_o}{K}} \right) \sin \delta_1 dx_1 dy_1 \quad (22)$$

$$F_{yi} = - \int_{-l/2+c_y-s_o}^{l/2+c_y-s_o} \int_{-b/2}^{b/2} \sigma_i \mu \left(1 - e^{-\frac{j_i}{K}} \right) \cos \delta_2 dx_2 dy_2 \quad (23)$$

式中: μ 为履带与土壤间的摩擦因数; j_i 、 j_o 分别为内、外侧履带的剪切位移量,mm; K 为剪切变形常数; σ_i 、 σ_o 分别为内、外侧履带的法向应力,N; δ_1 、 δ_2 分别为两侧履带上的点合成滑移速度与水平方向间的夹角,(°)。

基于图3转弯原理及式(20)~(23)可得再生稻收获机稳态转弯的平衡方程为:

$$F_{xo} + F_{xi} = \frac{WV^2}{gR'} \cos \beta \quad (24)$$

$$F_{yo} + F_{yi} = \frac{mV^2}{R'} \sin \beta + R_o + R_i \quad (25)$$

$$M_{Lo} - M_{Li} - \frac{B}{2}(R_o - R_i) + (s_o \cos \beta + c_x \sin \beta) \frac{WV^2}{R'} = M_{ro} + M_{ri} \quad (26)$$

式中: V 为再生稻收获机行进速度,m/s; M_{Lo} 、 M_{Li} 为关于点 O_V 的转弯力矩,N·m。

联立(24)(25)(26)可确定稳态转弯中所有力和力矩,使用转弯半径函数可得到履带驱动轮转矩及转向阻力矩,绘制出内、外侧履带驱动轮转矩随转弯半径的特性曲线,如图4所示。

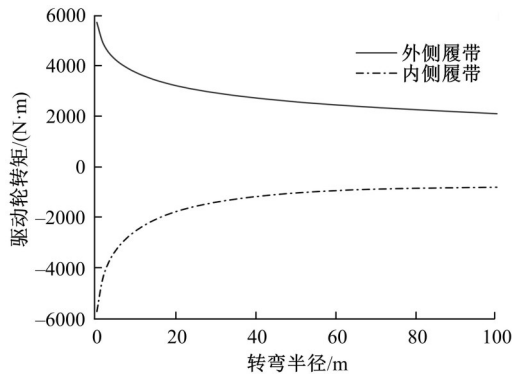


图4 主动轮转矩-转弯半径变化曲线

Fig. 4 Driving wheel torque-turning radius

2 虚拟样机仿真分析

由再生稻收获机的田间运动过程可知,行走速度、窄履沉陷量、转弯半径及田间土壤条件都会对再生稻收获机的机动性产生影响。为更直观地观察再生稻收获机田间运动状态,分析各因素对行走效果的影响,进而为再生稻收获机底盘的优化及试验参数的选取提供参考依据,本文利用多体动力学软件RecurDyn进行仿真实验。

2.1 模型建立

基于Catia和Recurdyn搭建再生稻收获机虚拟样机模型,在履带子系统中,对驱动轮、支撑轮、履带支架等施加固定及约束确定各个构件间的受力及运动关系^[23]。单侧履带设置有1个驱动轮、6组负重轮、1个托带轮、1个张紧轮,驱动轮半径为194.5 mm、履带接地长度为1873 mm、履带轨距为1600 mm、履带宽度为280 mm。

虚拟样机模型除履带子系统外其余部分不参与运动计算,将其余部分作为一个刚体系统直接从Catia导入Recurdyn中,所有轮系、支撑及履带组成履带子系统,左、右两侧履带子系统可以分别设置路面接触参数^[24]。为旋转副中的驱动轮添加Motion,通过Step(Time, t_0 , y_0 , t_1 , y_1)函数定义驱动轮转速,分别调整两侧驱动轮的Step函数控制再生稻收获机转弯半径,托带轮以转动副与机体相连,通过移动张紧轮相对位置调节履带张紧力,虚拟样机模型如图5所示。

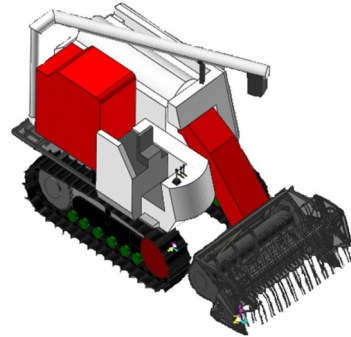


图5 再生稻收获机虚拟样机模型

Fig. 5 Virtual prototype model of ratooning rice harvester

2.2 路面模型以及车辆-地面力学关系

RecurDyn中路面由矩形单元构成,每块单元可以记住最大沉陷量、最大压力、剪应变、剪应力以计算正压力或水平摩擦力^[25]。对于不同的路面接触参数,计算方式有所不同,为最大程度地模拟试验田块土壤环境,在虚拟样机仿真前进行土壤沉降试验,结合试验田块的土壤特性(土质湿软,含水率为37.3%),在履带的碾压下会发生较大形变,仿真分析中需要考虑土壤的剪切变形,履带与土壤之间的接触通过Soft Ground-Track Link Shoe进行定义,利用Recurdyn构建仿真地面,土壤类型设置为黏重土壤,仿真所需土壤参数包括黏聚力模量 k_c 、内摩擦力模量 k_ϕ 、土壤变形指数 n 。

2.3 仿真结果分析

左、右两侧驱动轮转速相同,旋向相反,再生稻收获机原地转弯;左、右两侧驱动轮旋向相同,右侧驱动轮转速降低,再生稻收获机向右转弯,每组仿真时间设置为 30 s,轨迹如图 6 所示。

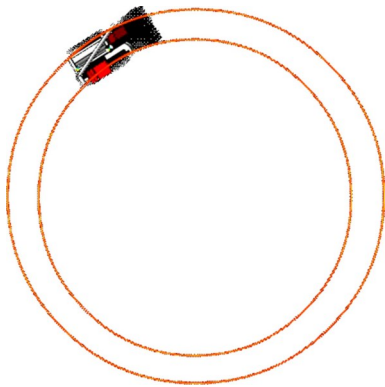
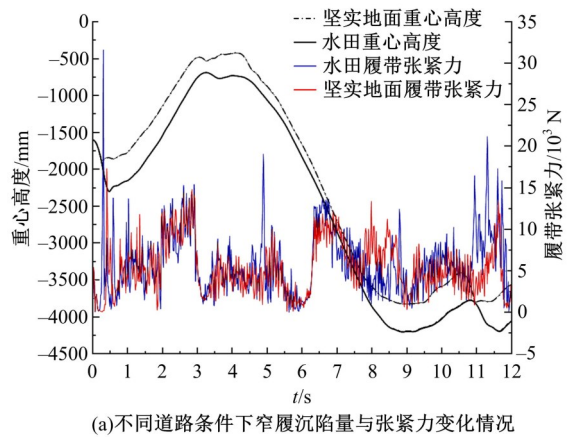


图 6 左、右两侧履带行走轨迹图

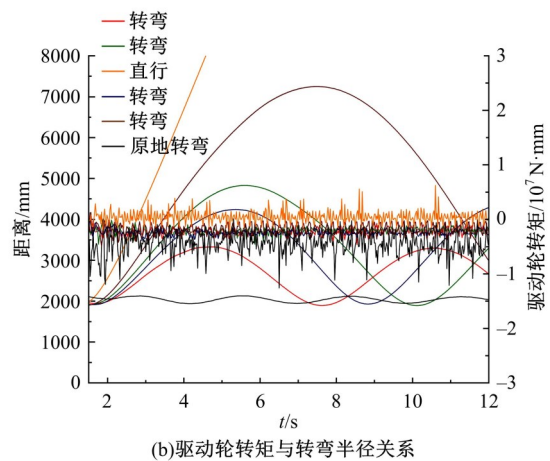
Fig. 6 Track diagram of left and right crawlers

再生稻收获机在坚实地面行驶时机体平稳,水平方向速度波动小;在田间行驶时,由于下陷量加大,机体姿态波动较大,水平方向速度变化明显。图 7(a)为再生稻收获机在坚实地面/田间直线越障时窄履沉陷量与履带张紧力变化曲线,从仿真结果看,田间行驶时履带平均沉陷量为 194.57 mm,机身俯仰变化更加复杂,在上坡及到达坡底后沉陷量进一步加大,这是由于再生稻收获机在上下坡过程中合力方向突然发生变化,履带对土壤破坏加剧,使沉陷量进一步加大,甚至会在坡底处发生陷车。对比分析履带张紧力波动曲线,田间路面仿真过程中,履带张紧力变化曲线震荡幅度更大,张紧力变化程度加剧,履带震动加剧,多次出现瞬时张紧力波峰波谷,仿真现象与实际试验情况相符。

再生稻收获机在田间转弯时,内侧履带的减速及土壤参数特性都对机体的姿态有较大的影响。图 7(b)为再生稻收获机田间直行/转弯时驱动轮转矩与转弯半径的变化情况,直行时,两侧驱动轮转矩基本相同,驱动轮转矩约为 672.3 N·m;稳态转弯时,内侧履带速度降低,再生稻收获机偏转,履带侧方推土阻力增大,表面与土壤摩擦阻力增大,随着窄履沉陷量的加大,履刺破坏土壤能力加剧,推土现象更加明显,驱动轮转矩增大,且外侧驱动轮转矩大于内侧驱动轮转矩。对不同转弯半径进行多组仿真分析,结果显示:最大驱动轮转矩出现在原地转弯时(转弯半径为 0),此时左、右



(a)不同道路条件下窄履沉陷量与张紧力变化情况



(b)驱动轮转矩与转弯半径关系

图 7 直行/转弯各参数之间的关系

Fig. 7 Relationship between parameters of straight track and turning track

输出轴转矩大致相等,为 5835 N·m,约为直行时驱动轮转矩的 8 倍,随着转弯半径的增大,内、外侧履带驱动轮转矩逐渐减小,直至接近直行时的驱动轮转矩。根据以上多组仿真数据,统计绘制驱动轮转矩随转弯半径变化曲线,如图 8 所示,对比图 4 理论计算结果,可以看到两者变化趋势一致,拟合程度较高。

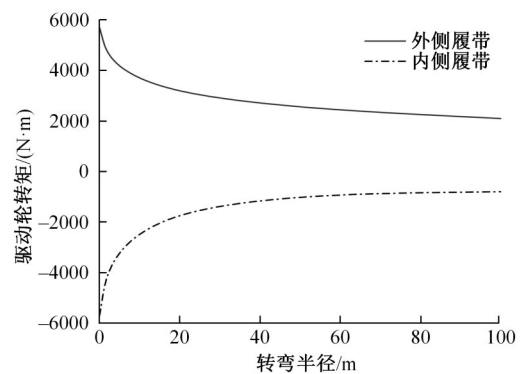


图 8 转弯半径-驱动轮转矩

Fig. 8 Driving wheel torque-turning radius

由式(13)可知,窄履沉陷量仅与机具质量、履带尺寸以及土壤参数有关,但在实际条件下,转弯半径的改变会对窄履沉陷量造成影响,窄履沉陷量的增大使机具机动性大幅衰减,甚至发生陷车,严重影响再生稻收获机作业效率。有关窄履沉陷量与转弯半径之间关系的相关研究极少,分析窄履沉陷量与转弯半径之间的关系对改善再生稻收获机田间机动性有重要意义。当前土壤仿真环境下,对再生稻收获机在不同转弯半径下的窄履沉陷量进行仿真模拟,转弯半径的变化范围为0(原地转弯)~∞(近似直线行驶),如图9所示。

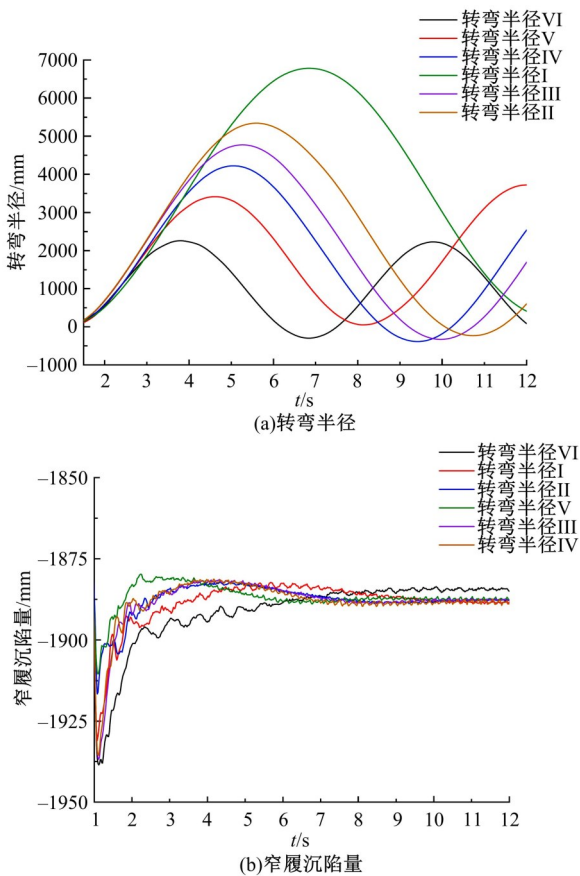


图9 转弯半径/窄履沉陷量仿真分析
Fig. 9 Simulation analysis of turning radius and track settlement

图9(a)中,正弦曲线为再生稻收获机水平位移随时间变化曲线,正弦曲线的一个周期代表再生稻收获机完成一个圆周运动,曲线波峰与波谷之和即为再生稻收获机转弯直径,由此可计算其转弯半径。图9(b)为不同转弯半径下窄履沉陷量,可以看到,随着转弯半径的增大,窄履沉陷量减小,最大沉陷量发生于转弯半径为0处,此时再生稻收获机原地转弯,两侧驱动轮转矩达到峰值5835

N·m,履刺不断将下方土壤推向侧面,转向阻力矩不断增大,窄履沉陷量不断增加,达到199.05 mm;随着转弯半径的增大,左右两侧驱动轮转矩不断减小,履刺剪切土壤效果减弱,窄履沉陷量不断减小,直至转弯半径达到∞,此时再生稻收获机趋近于直线行走,窄履沉陷量达到最小,为107.48 mm。

3 试验

3.1 平板沉降试验

对试验田块土壤参数进行测定,利用数显式土壤紧实度测定仪(型号为TJSD-750-11)和土壤水分速测仪(型号为CP-WSYP)分别测定土壤坚实度及含水率,土壤变形的黏聚力模量 k_c 、内摩擦力模量 k_ϕ 以及土壤变形指数 n 由平板沉陷试验获取,如图10所示。



图10 平板沉降试验

Fig. 10 Sinkage test of plate

为保证平板沉陷试验的准确性,在取样过程中应保持取样土壤的天然结构。常用的取土方法有:压入法、击入法及回转击入法等。压入法适用于文中较软土层的取样,在试验田块用白灰划定未经扰动的土壤(大小为500 mm×500 mm),将取土器快速压入土壤中,完成取土后,使用两块尺寸不同的承压板进行平板沉陷试验(承压板尺寸分别为100 mm×150 mm×3 mm/150 mm×150 mm×3 mm)。调整万能试验机压头与承压板的相对位置,使压力垂直施加在承压板的中心点,对土壤进行加载,压头每次下降0.5 mm,电脑自动记录与之对应的压力值 P ,压头共下降40 mm,每张承压板获取80组 P - Z 试验数据,自动生成表格,两张承压板共获取160组数据。

承压板的压力-沉陷公式为:

$$p_1 = \left(\frac{k_c}{b_1} + k_\varphi \right) z^n \quad (27)$$

$$p_2 = \left(\frac{k_c}{b_2} + k_\varphi \right) z^n \quad (28)$$

对式(27)(28)两端取对数可得:

$$\log p_1 = \log \left(\frac{k_c}{b_1} + k_\varphi \right) + n \log z \quad (29)$$

$$\log p_2 = \log \left(\frac{k_c}{b_2} + k_\varphi \right) + n \log z \quad (30)$$

式(29)(30)可看作坐标系中两条平行直线, $\tan \alpha = n$, 即斜率为 n , 当沉陷量取 1 时, 有:

$$p_1 = \frac{k_c}{b_1} + k_\varphi = a_1 \quad (31)$$

$$p_2 = \frac{k_c}{b_2} + k_\varphi = a_2 \quad (32)$$

土壤变形的黏聚力模量 k_c 、土壤变形的内摩擦力模量 k_φ 分别为:

$$k_\varphi = \frac{a_2 b_2 - a_1 b_1}{b_2 - b_1} \quad (33)$$

$$k_c = \frac{(a_1 - a_2) b_1 b_2}{b_2 - b_1} \quad (34)$$

根据式(33)(34)及平板沉陷试验获取的 200 组 $P-Z$ 数据, 拟合出压力-沉陷图, 如图 11 所示。得到试验土壤参数值如下: 黏聚力模量 k_c 为 $42.538 \text{ kN/m}^{n+1}$; 内摩擦力模量 k_φ 为 9.004 kN/m^{n+2} ; 土壤变形指数 n 为 0.8227 ; 土壤含水率为 37.3% ; 土壤坚实度为 93.5 kPa 。

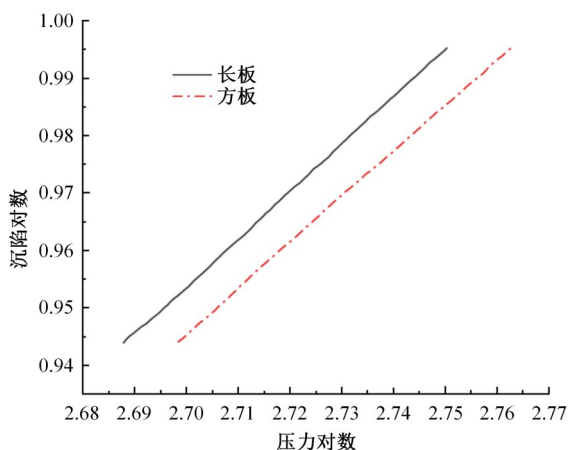


图 11 压力-沉陷对数拟合图

Fig. 11 Logarithmic fitting chart of pressure-sinkage

3.2 田间转弯试验

田间试验于 2021 年 8 月初在江西省南昌县塔城乡试验田进行, 土壤质地为壤土, 含水率为

37.3% , 坚实度为 93.5 kPa 。

3.2.1 试验装备

试验装备包括本团队自主研制的再生稻收获机(主要参数如表 1 所示)、动态扭矩传感器、霍尔转速传感器、卷尺、激光测距仪、笔记本电脑等。

3.2.2 试验方法

以再生稻收获机田间转弯过程中的转弯半径、窄履沉陷量、内/外侧驱动轮转速及行走速度/角速度为指标进行试验。试验时, 再生稻收获机以工作挡前进, 通过前进挡杆控制前进速度, 通过方向盘改变转向半径。为确保再生稻收获机转向系统工作状态的一致性, 在转弯过程中, 保持前进挡杆、方向盘固定不动, 分别进行小半径及大半径转弯试验。

小半径转弯试验: 保持前进挡杆位置不变, 方向盘由原地转弯位置以每次 40° 逐步回正, 共进行 5 组试验, 测量记录每组转弯半径、窄履沉陷量、内/外侧驱动轮转速。

大半径转弯试验: 保持前进挡杆位置不变, 方向盘角度由直线行驶位置以每次 40° 逐步增加, 共进行 5 组试验, 测量记录每组转弯半径、窄履沉陷量、内/外侧驱动轮转速。

速度/角速度的测定: 使用旗子标记再生稻收获机起始位置, 当由静止开始转弯时, 动态扭矩传感器显示示数, 当再生稻收获机再次到达旗子标记位置时, 转弯停止, 动态扭矩传感器示数为零, 动态扭矩传感器每秒可记录 16 组数据。根据动态扭矩传感器从开始到结束的时间可得到完成一周转弯所需时间, 从而计算得到再生稻收获机速度/角速度。

实际转弯半径的测定: 转弯时, 两条履带压实土壤形成车辙轨迹圆, 选取外侧轨迹圆上任意两点, 两点距离为弦长, 两条弦长垂直平分线的交点即为轨迹圆圆心, 使用激光测距仪测量轨迹圆半径, 即实际转弯半径。

窄履沉陷量的测定: 以未被压到的土壤表层为基准面, 沿履带沉陷方向测量, 任取每条车辙轨迹内 5 个位置, 测量窄履沉陷量, 并取平均值。

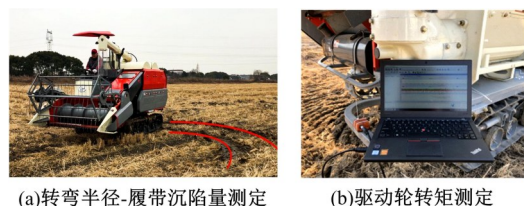
内/外侧驱动轮转速的测定: 使用金诺传感器有限公司 JN-DN 型动态扭矩传感器(测量精度为 $\pm 0.5\%$, 采样频率为 10 Hz) 对两侧驱动轮转速进行测量, 通过光耦合及相应的处理电路, 将转速信号转换为脉冲信号输出, 动态扭矩传感器将采

集到的数据发送至电脑,进行处理、储存,田间试验如图12所示。

由仿真分析结果可知,再生稻收获机田间转弯时由于滑转、滑移的存在,实际转弯半径增大,由于试验前无法准确控制再生稻收获机的转弯半径,故采用先转弯后测量的方式进行数据采集。

3.3 试验结果分析

窄履沉陷量可用于表征再生稻收获机田间机动性能,驱动轮转矩可用于表征履带-土壤的相互作用关系,驱动轮转速可用于表征运动参数。对不同转弯半径下的特征参数进行测定,转



(a)转弯半径-履带沉陷量测定 (b)驱动轮转矩测定

图12 田间试验

Fig. 12 Field experiment

弯半径由0(原地转弯)到 ∞ (近似直线行驶),每组试验进行5次,并取平均值,共进行10组试验。主要测定参数包括:内/外侧驱动轮转速、内/外侧驱动轮转矩、转弯半径以及窄履沉陷量,试验结果如表2所示。

表2 试验结果

Table 2 Test result

序号	转弯半径 R/mm	内侧驱动轮转速 $n_1/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	外侧驱动轮转速 $n_2/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	速度或角速度/ $(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$ 或 $(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$	外侧驱动轮转矩 $M_1/(\text{N}\cdot\text{m})$	内侧驱动轮转矩 $M_2/(\text{N}\cdot\text{m})$	窄履沉陷量 Z_1/mm	仿真结果 Z/mm
1	0	90.31	93.12	0.59	5678.73	5736.84	186.24	211.87
2	800	0	98.20	0.38	2843.30	2143.54	174.65	186.11
3	2 840	17.43	96.65	0.28	2760.43	2030.30	160.82	174.87
4	3 130	24.64	97.75	0.26	2480.46	1790.39	159.32	170.28
5	4 120	32.16	94.23	0.18	2365.32	1643.54	156.40	168.97
6	7 440	47.18	96.56	0.14	2065.45	1264.54	150.31	164.77
7	11 350	63.18	93.67	0.10	1570.56	1020.35	145.54	156.12
8	21 720	77.42	94.67	0.07	1254.80	978.53	130.47	141.87
9	30 150	84.93	96.38	0.04	1045.65	884.65	116.47	124.32
10	∞	101.81	99.17	1.37	738.73	753.32	103.57	111.39

由田间试验可以发现,窄履沉陷量随转弯半径的增大而减小,再生稻收获机田间机动性能随之增加。通过对比转弯半径、两侧驱动轮转速以及窄履沉陷量的仿真值与田间实测结果,可以发现两者相对误差较小,说明该仿真模型可信程度较高,可以准确反映再生稻收获机田间运动学性能。

进行转弯半径试验时发现,窄履沉陷量仿真值均略大于实测结果。分析其原因是:①沉陷量人工测量时产生的误差。土壤经履带碾压形成车辙,车辙内两侧土壤会有一定程度的回填,造成沉陷量实际测量结果偏低。②仿真时道路接触参数仅为土壤,而田间试验时土壤表层覆盖有秸秆杂余根系等,一定程度降低了履带对土壤的破坏程度,从而降低了窄履沉陷量,在转弯半径为0时尤为明显,再生稻收获机原地转向使得秸秆杂余始终被压在履带下方随履带旋转,对履带起到一定承托作用,使窄履沉陷量相对误差达到13.76%。

4 结论

(1)当再生稻收获机转弯半径为0时,两侧履带转速相同、运动方向相反,再生稻收获机原地转弯,扭转作用更加显著,履刺不断将履带下方土壤推向侧方,土壤产生更大的剪切应力,对土壤的破坏程度更高,窄履沉陷量增大,履带侧面推土效果更加明显,推土阻力、转向阻力矩达到峰值,两侧履带的同时滑转并不能减少阻力矩,驱动轮转矩达5736.84 N·m。

(2)随着转弯半径的增大,驱动轮转矩均逐渐减小,内侧驱动轮转矩下降速度更快,两侧转矩差值逐渐减小,在同一转弯半径下(不为0或 ∞),外侧驱动轮转矩大于内侧驱动轮转矩,履带扭转作用减弱,履带对土壤的剪切破坏作用减弱,窄履沉陷量降低。

(3)当转弯半径接近 ∞ 时,再生稻收获机趋于直线行驶,履带侧面推土阻力极小,仅存在左、右两侧履带压实土壤的运动阻力;稳态运动时,驱动

轮转矩约为 700 N·m,窄履沉陷量为 103.57 mm,与仿真试验结果的相对误差为 7.56%。

(4)根据所得数据求得当前水田土壤环境下窄履沉陷量 Z 与转弯半径 R 之间的函数关系为: $Z = -0.4228R^2 - 3.5343R + 184.09$, $R^2 = 0.9656$,表明拟合回归效果较好,所得方程可用于预测该水田土壤环境下不同转弯半径的窄履沉陷量,从而评价履带车辆田间作业机动性指标。

(5)对比田间试验与 Recurdyn 虚拟样机仿真结果,可知驱动轮转速、窄履沉陷量随转弯半径变化的规律相同,吻合程度较好,说明 Recurdyn 虚拟样机仿真结果可靠性高,可为履带底盘的结构设计及性能分析的深入研究提供依据。

(6)在对再生稻收获机的后续研究中,可对底盘结构进行拓扑优化设计,在保证使用强度的条件下,进一步降低整机质量,使履带沉陷量、碾压率进一步降低,从而提升经济效益。

参考文献:

- [1] 王飞, 彭少兵. 水稻绿色高产栽培技术研究进展[J]. 生命科学, 2018, 30(10): 1129-1136.
Wang Fei, Peng Shao-bing. Research progress in rice green and high-yield management practices[J]. Chinese Bulletin of Life Sciences, 2018, 30(10): 1129-1136.
- [2] 徐富贤, 熊洪, 张林, 等. 再生稻产量形成特点与关键调控技术研究进展[J]. 中国农业科学, 2015, 48(9): 1702-1717.
Xu Fu-xian, Xiong Hong, Zhang Lin, et al. Progress in research of yield formation of ratooning rice and its high-yielding key regulation technologies[J]. Scientia Agricultura Sinica, 2015, 48(9): 1702-1717.
- [3] 曾山, 黄登攀, 杨文武, 等. 三角履带式再生稻收割机底盘的设计与试验[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2022, 52(8): 1943-1950.
Zeng Shan, Huang Deng-pan, Yang Wen-wu, et al. Design and test of the chassis of triangular crawler reclaiming rice harvester[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2022, 52(8): 1943-1950.
- [4] 刘伟健, 罗锡文, 曾山, 等. 基于模糊 PID 控制的再生稻自适应仿形割台性能试验与分析[J]. 农业工程学报, 2022, 38(10): 1-9.
Liu Wei-jian, Luo Xi-wen, Zeng Shan, et al. Performance test and analysis of the self-adaptive profiling header for ratooning rice based on fuzzy PID control[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2022, 38(10): 1-9.
- [5] 张国忠, 张翼翔, 黄见良, 等. 再生稻割穗机的设计与性能试验[J]. 华中农业大学学报, 2016, 35(1): 131-136.
Zhang Guo-zhong, Zhang Yi-xiang, Huang Jian-liang, et al. Design and performance testing a novel head spike harvester of ratoon rice[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2016, 35(1): 131-136.
- [6] 付建伟, 张国忠, 谢干, 等. 双通道喂入式再生稻收获机研制[J]. 农业工程学报, 2020, 36(3): 11-20.
Fu Jian-wei, Zhang Guo-zhong, Xie Gan, et al. Development of double-channel feeding harvester for ratoon rice[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2020, 36(3): 11-20.
- [7] 雷志强, 张国忠, 彭少兵, 等. 全履带式再生稻收割机行走底盘碾压率的模拟与分析[J]. 安徽农业大学学报, 2017, 44(4): 738-743.
Lei Zhi-qiang, Zhang Guo-zhong, Peng Shao-bing, et al. Simulation and analysis of the stubble pushing rate by chassis of the completely tracked harvester for the ratoon rice[J]. Journal of Anhui Agricultural University, 2017, 44(4): 738-743.
- [8] Wong J Y. Theory of Ground Vehicles[M]. New York: John Wiley & Sons, 1993.
- [9] Wong J Y, Chiang C F. A general theory for skid steering of tracked vehicles on firm ground[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001, 215(3): 343-355.
- [10] Wong J Y, Huang W. "Wheels vs. tracks"-a fundamental evaluation from the traction perspective[J]. Journal of Terramechanics, 2006, 52(43): 27-43.
- [11] Rahman A, Yahya A, Zohadie M. Design parameters optimization simulation of a prototype segmented rubber track vehicle for Sepang peat in Malaysia[J]. American Journal of Applied Sciences, 2005, 2(3): 655-671.
- [12] 杨聪彬, 董明明, 顾亮, 等. 考虑履刺形状的履带板土壤推力研究[J]. 北京理工大学学报, 2015, 35(11): 22-25.
Yang Cong-bin, Dong Ming-ming, Gu Liang, et al. Research on soil shear strength considering the shape of grouse[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2015, 35(11): 22-25.
- [13] 宋振家. 坚实地面上均布载荷时的履带车辆转弯理论[J]. 装甲兵技术学院教学与科研, 1980, 10(3): 1-10.
Song Zhen-jia. Steering theory of tracked vehicle

- with uniform pressure distribution on hard land[J]. Armored Force Technological Institute Education and Scientific Research, 1980, 10(3): 1-10.
- [14] 程军伟,高连华,王红岩,等.履带车辆转弯分析[J].兵工学报,2007,10(9):1110-1115.
Cheng Jun-wei, Gao Lian-hua, Wang Hong-yan. Analysis on the steering of tracked vehicles[J]. Acta Armamentarii, 2007, 10(9): 1110-1115.
- [15] Laura E Ray. Estimation of terrain forces and parameters for rigid-wheeled vehicles[J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 2009, 25(3): 717-726.
- [16] Pentzer J, Brennan S N, Reichard K M. Model-based prediction of skid-steer robot kinematics using online estimation of track instantaneous centers of rotation[J]. Journal of Field Robotics, 2014, 31(3): 455-476.
- [17] Martinez J L, Mandow A, Morales J, et al. Approximating kinematics for tracked mobile robots[J]. The International Journal of Robotics Research, 2005, 24(10): 867-878.
- [18] Modest Lyasko. Slip sinkage effect in soil-vehicle mechanics[J]. Journal of Terramechanics, 2010, 47(1): 21-31.
- [19] 李西秦,刘冰,齐劲峰.车轮动力半径与滑转率的研究[J].拖拉机与农用运输车,2002,28(2):17-20.
Li Xi-qin, Liu Bing, Qi Jin-feng. Research on wheel radius and slippage[J]. Tractors & Agricultural Vehicles, 2002, 28(2): 17-20.
- [20] 杨财,宋健,周艳霞.车辆转弯时牵引力控制系统前轮滑转率算法[J].农业机械学报,2008,39(8):38-40.
Yang Cai, Song Jian, Zhou Yan-xia. Algorithm for front wheel slip ratio in the traction control system when turning[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2008, 39(8): 38-40.
- [21] Bekker M G. Introduction to Terrain-vehicle Systems [M]. Michigan: The University of Michigan Press, 1969.
- [22] Karafiath L L, Nowatzki E A. Soil Mechanics for Off-road Vehicle Engineering[M]. Clausthal: Transportation Technology Publications, 1978.
- [23] 杜小强,宁晨,杨振华,等.跨式油茶果收获机履带底盘行走液压系统设计及试验[J].农业机械学报,2023,54(3):139-147.
Du Xiao-qiang, Ning Chen, Yang Zhen-hua, et al. Design and experiment of hydraulic system for crawler chassis of straddle type camellia oleifera fruit harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(3): 139-147.
- [24] 宋朋,吕金庆.基于EDEM-RecurDyn的自激式振动深松铲耦合仿真研究[J].东北农业大学学报,2023,54(2):87-94.
Song Peng, Lv Jin-qing. Effects of coupling simulation of self-excited vibratory subsoiler based on EDEM-RecurDyn[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2023, 54(2): 87-94.
- [25] 刘汉光,王国强,孟东阁,等.液压挖掘机履带行走装置的合理预张紧力[J].吉林大学学报:工学版,2018,48(2):486-491.
Liu Han-guang, Wang Guo-qiang, Meng Dong-ge, et al. Reasonable pre-tension research of crawler traveling gear of hydraulic excavator[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2018, 48(2): 486-491.