doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2024.11.031

自走式三七联合收获机设计与行驶通过性试验

张兆国[1,2]　王　媛[1,2]　温　博[1,2]　郭思危[1,2]　解开婷[2,3]　王成琳[1,2]

(1.昆明理工大学现代农业工程学院,昆明 650500;2.云南省高校中药材机械化工程研究中心,昆明 650500;
3.昆明理工大学机电工程学院,昆明 650500)

摘要:针对自走式三七联合收获机匮乏、整机通过性差、行驶稳定性弱等问题,设计了一款履带自走式三七联合收获机,并开展丘陵黏重土壤条件下的整机行驶通过性与稳定性研究。首先,对自走式三七联合收获机行走系统进行设计;其次,利用质心交集法,获取整机在多种工况下稳定行驶的质心范围,确定整体布局方案;最后,开展自走式三七联合收获机在直行、转向、爬坡及越障 4 种工况下的仿真试验与田间试验。仿真结果表明:联合收获机具有良好的直行与单边制动转向性能,符合稳定通过 20°及以下纵坡、15°及以下横坡、高 350 mm 田埂以及宽 900 mm 壕沟的设计要求;田间试验结果表明:联合收获机直行偏移率为 3.79%,最小转弯半径为 1 480 mm,能够稳定通过 20°及以下纵坡、15°及以下横坡、高 350 mm 田埂以及宽 900 mm 壕沟,其运动姿态及俯仰角、翻滚角曲线变化规律与仿真结果一致,验证了仿真结果的准确性,表明该联合收获机行驶通过性能良好,能够满足设计需求。设计的履带自走式三七联合收获机整机通过性强,能够实现在黏重土壤、缓坡地段下稳定行驶,可为丘陵山区根茎类联合收获机设计提供理论基础与参考。

关键词:三七;自走式联合收获机;丘陵山区;通过性能

中图分类号:S225.7+9　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2024)11-0306-14　　**OSID**:

Design and Trafficability Experiment of Self-propelled *Panax notoginseng* Combine Harvester

ZHANG Zhaoguo[1,2]　WANG Yuan[1,2]　WEN Bo[1,2]　GUO Siwei[1,2]　XIE Kaiting[2,3]　WANG Chenglin[1,2]

(1. *Faculty of Modern Agricultural Engineering*, *Kunming University of Science and Technology*, *Kunming* 650500, *China*
2. *Research Center on Mechanization Engineering of Chinese Medicinal Materials in Yunnan University*, *Kunming* 650500, *China*
3. *Faculty of Mechanical and Electrical Engineering*, *Kunming University of Science and Technology*, *Kunming* 650500, *China*)

Abstract: In response to the shortage of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvesters, poor overall passability, and weak driving stability, a tracked self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester was designed and research on overall driving passability and stability under hilly and sticky soil conditions was conducted. Firstly, the walking system of the self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester was designed. Secondly, by using the centroid intersection method, the centroid range of the entire machine for stable driving under various working conditions was obtained, and the overall layout plan was determined. Finally, simulation and field experiments were conducted on the self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester under four operating conditions: straight, turning, climbing, and obstacle crossing. The simulation results showed that the combined harvester had good straight and unilateral braking steering performance, and met the design requirements for stable passage through longitudinal slopes of 20° and below, transverse slopes of 15° and below, 350 mm field ridges, and 900 mm trenches. The field test results showed that the straight deviation rate of the combine harvester was 3.79%, the minimum turning radius was 1 480 mm, and it can stably pass through longitudinal slopes of 20° and below, transverse slopes of 15° and below, 350 mm field ridges, and 900 mm trenches. The variation laws of its motion posture, pitch angle, and rolling angle curves were consistent with the simulation results, verifying the accuracy of the simulation results, which demonstrated that the combine

收稿日期:2024-05-27　修回日期:2024-07-25

基金项目:国家重点研发计划项目(2022YFD2002004)、云南省基础研究专项面上项目(202401CF070144)和云南省“兴滇英才”计划青年项目(KKXX202423055)

作者简介:张兆国(1966—),男,教授,博士生导师,主要从事农业机械装备设计制造研究,E-mail:zzg@kust.edu.cn

harvester had good passability and can meet design requirements. The designed tracked self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester had strong passability and can achieve stable driving in sticky soil and gentle slope sections, providing a theoretical basis and reference for the design and manufacturing of root and stem combine harvesters in hilly and mountainous areas.

Key words: *Panax notoginseng*; self-propelled combine harvester; hilly mountainous areas; trafficability

0　引言

三七是我国特有的名贵道地中药材[1]，全国95%以上的三七均产自云南省，是云南省最具特色的优势生物资源之一[2]。目前三七仍采用传统人工收获模式，相较于机械收获，人工收获劳动强度大、收获效率低、生产成本高。云南省地处丘陵山区，机械化程度低，而三七多种植于高海拔缓坡地[3]，受坡度大、地块小、形状不规则等条件制约，三七联合收获机械研发一直处于空白状态，现有的根茎类收获机械存在整机通过性差、行驶稳定性弱等问题[4]，因此，亟需研制一款适用于丘陵山区、行驶通过性强的履带自走式三七联合收获机[5]。

由于三七的道地属性，国外没有直接相关机器参考。国外学者针对根茎类联合收获技术进行了大量研究并取得了一定进展[5-7]，如德国 GRIMME 公司的 VENTOR 4150 型马铃薯收获机、日本苫米地技研工业株式会社研制的 TG 系列牛蒡收获机[8]等，但均为大型联合收获机，难以应用于丘陵地区的三七机械化收获中。

国内对于履带底盘通过性的研究已经较为成熟，韩明兴等[9]针对传统以液压驱动或纯电驱动的履带式农机装备功耗大、响应慢等问题，提出了一种新型高效液电混动履带式行走底盘，集成了液压驱动和电驱动两套独立动力系统，显著提高了整机通过性能并降低了工作能耗。郭凯文[10]为提升轻型农用履带底盘适应南方丘陵山区复杂环境的作业能力，对履带底盘通过性进行了仿真分析，设计改装了轻型履带底盘，并进行田间试验验证了设计方法的可行性。王德成等[11]基于王草种植地形特征，采用无级变速驱动装置和液压助力转向系统，优化设计了一款履带自走式王草收获机专用底盘，能够满足小地块、缓坡地王草机械化收获作业要求。韩振浩等[12]基于重心位置变化对运输性能的影响规律，设计了重心自适应调控的山地果园运输车，通过对底盘的重心位置进行实时调节，提高了果园山地运输车在复杂路况下的环境适应性。以上研究均针对于丘陵林区，种植地块大，然而，三七种植环境土壤黏重且垄、沟较为密集。基于此，张兆国团队[13-15]开展了关于三七联合收获机通过性能研究，目前已经研制出多种类型的自走式三七收获机，薛浩田[16]设计了一款集杀秧、挖掘、输送、分离和收集传输等功能为一体的履带自走式三七联合收获机，理论上可一次完成三七收获的所有工序，但仅处于模型设计阶段；张兆国等[17]在此基础上进行了优化设计，基于相似理论开展性能模型试验验证其行驶通过性，但目前仅处于模型试验设计阶段，尚未进行方案论证与样机试制。

本文在以往研究基础上，对三七联合收获机底盘行走系统进行设计研究，研制一款适用于丘陵山区复杂地形、通过性与稳定性强的履带自走式三七联合收获机。

1　整机结构与工作原理

1.1　整机结构

根据云南省三七种植环境与农艺条件，研制一款履带自走式三七联合收获机，如图 1 所示，由工作部件、动力系统和行走系统组成，工作部件包括挖掘装置、输送分离装置、垂直提升装置和收集装置；行走系统包括发动机、变速箱、车架和履带底盘等。

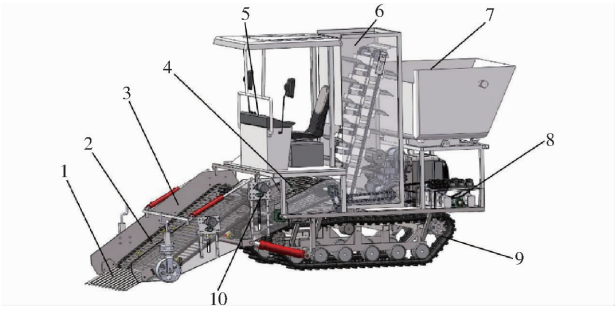

图 1　自走式三七联合收获机结构图

Fig. 1　Structure diagram of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester

1. 挖掘装置　2. 杆条升运链　3. 一级输送分离装置　4. 二级输送分离装置　5. 驾驶室　6. 垂直提升装置　7. 收集装置　8. 动力系统　9. 履带底盘　10. 一级升运角度调节装置

1.2　工作原理与主要技术参数

收获机作业时，发动机输出动力经带轮传递至变速箱，将动力分配至 2 个驱动轮，驱动轮带动履带转动，实现整机行走；整机操控台通过安装在联合收获机各处的传感器实时监控各项作业参数；挖掘装置与垄同宽，由液压缸和限深轮调节挖掘深度，掘入土壤，三七根土复合体被挖出并沿挖掘铲面向上滑

移,输送至一级输送分离装置,细碎土壤直接通过杆条间隙漏到垄上,根土复合体及体积较大的土块由振动轮进一步振动分离后,输送到二级输送分离装置,再次进行抖动筛分,抛送至垂直提升装置,通过链条转动带动刮板完成圆周回转运动,到达提升装置最高点时,将三七抛入收集装置,收集料斗集满后翻转,将三七倾倒于集料车中,完成三七的联合收获。

对云南省三七的地理环境和种植农艺要求进行调研,90% 以上的三七产于云南省文山州[18],1/3 以上的三七种植于 5° ~ 15° 的较缓坡、缓坡[19],确定自走式三七联合收获机主要技术参数如表 1 所示。

表 1 自走式三七联合收获机主要技术参数

Tab. 1 Main technical parameters of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester

参数	数值
整机尺寸(长 × 宽 × 高)/(mm × mm × mm)	5 000 × 2 000 × 2 800
整机质量/kg	3 500
作业幅宽/mm	1 500
行驶速度/(km·h^{-1})	0 ~ 7.2
最大纵向爬坡角度/(°)	20
最大横向爬坡角度/(°)	15
最大跨越壕沟宽度/mm	900
最大翻越田埂高度/mm	350
纯工作时间生产率/(hm^2·h^{-1})	0.22 ~ 0.27

1.3 行走系统设计

由于三七种植环境地处丘陵山区,越障过程对爬坡性能要求较高,且样机加工过程中可能存在误差,进而导致动力不足,因此,为确保整机稳定性与试验人员安全性,对其设置设计余量,选用最大作业坡度为 25°、最大爬坡角度为 30° 进行理论设计计算。

1.3.1 履带底盘参数计算

选择倒梯形履带作为自走式三七联合收获的行走底盘(图 2),其稳定性和抓地力更好,运行效果稳定,能够适应各种地形环境[20]。

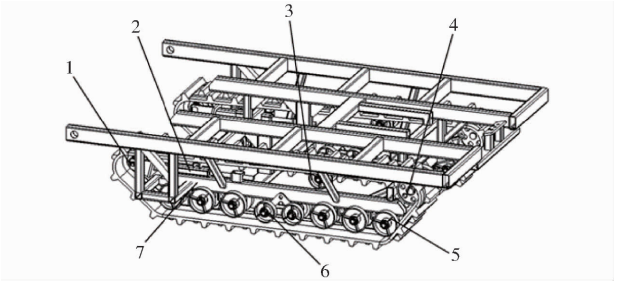

图 2 履带底盘结构图

Fig. 2 Track chassis structure diagram

1. 导向轮 2. 张紧装置 3. 托带轮 4. 驱动轮 5. 支重轮 6. 浮动轮 7. 车架

对联合收获机履带底盘履带参数及轮系参数进行计算[21-23],得到主要结构参数如表 2 所示。

表 2 履带底盘主要结构参数

Tab. 2 Main structural parameters of crawler chassis

参数	数值	参数	数值
履带宽度/mm	350	驱动轮节圆直径/mm	230
履带节距/mm	90	支重轮直径/mm	180
履带接地长度/mm	1 620	导向轮直径/mm	200
履带轨距/mm	1 200	托带轮直径/mm	150
履带前角/(°)	40	浮动轮直径/mm	150

1.3.2 行走装置阻力计算

(1)滚动阻力

履带底盘行走装置受到的滚动阻力由内部阻力和外部阻力组成,其滚动阻力计算公式为

$$F_f = mg(f_0 + f_1\cos\alpha) \tag{1}$$

式中 F_f——各工况滚动阻力,N

m——联合收获机整机质量,kg

g——重力加速度,取 9.8 m/s^2

f_0——内部滚动阻力系数,取 0.10

f_1——外部滚动阻力系数,取 0.15

α——底盘行走斜坡角度,(°)

(2)惯性阻力

履带底盘加减速运动时会受到惯性阻力的影响,其与加速度方向相反,即

$$F_i = ma \tag{2}$$

式中 F_i——惯性阻力,N

a——联合收获机加速度,取 0.15 m/s^2

(3)坡道阻力

联合收获机在攀爬斜坡时,自身重力的作用使其产生沿斜坡向下的分力,即坡道阻力,计算式为

$$F_s = mg\sin\alpha \tag{3}$$

式中 F_s——各工况坡道阻力,N

(4)转向阻力

为方便计算转弯时的转向阻力,将其等效为直线行走阻力,计算公式为

$$F_q = \frac{\mu_{\max} mgL}{3.4R + 0.6R^2/B} \tag{4}$$

式中 F_q——各工况转向阻力,N

$\mu_{\max}$——转弯时最大摩擦因数,取 0.8

L——履带接地长度,mm

R——转弯半径,mm

B——底盘轨距,mm

(5)挖掘阻力

联合收获机在田间作业时,挖掘铲所需克服的挖掘阻力 F_w 为 5 000 N[24]。

(6)附着力

存在一种极限功耗情况,即实现 25°坡地作业,此工况下履带底盘行走装置所受外部阻力之和远大于其余各工况,为避免出现打滑现象,应验算其附着力,即

$$F_4 \leqslant T_f = \varphi mg\cos\alpha \tag{5}$$

其中

$$F_4 = F_f + F_i + F_w + F_s \tag{6}$$

式中　F_4——爬坡作业外部最大阻力,N

φ——履带与地面附着系数,取 1.0

T_f——地面附着力,N

计算可得:T_f = 31 086 N > F_4 = 28 113.8 N。各工况条件下底盘所受的外部阻力之和均小于此工况下履带和地面间的附着力[25],收获机不会打滑。

1.3.3　行走装置功率计算

(1)平地行驶田间作业消耗功率

联合收获机进行田间作业时,所受作业阻力大,该工况下功耗为

$$P_1 = \frac{(F_f + F_i + F_w)v_1}{1\,000} \tag{7}$$

式中　P_1——平地行驶田间作业消耗功率,kW

v_1——田间作业速度,取 1.8 km/h

(2)平地行驶田间转向消耗功率

联合收获机单边制动转向时功耗为

$$P_2 = \frac{(0.5F_f + F_i + F_q)v_2}{1\,000} \tag{8}$$

式中　P_2——平地行驶田间转向消耗功率,kW

v_2——转向行驶速度,取 3.6 km/h

(3)爬坡工况消耗功率

整机设计计算要求联合收获机满足纵向爬坡角度 30°和横向爬坡角度 25°两项指标,爬坡行驶所需功耗需考虑两种极限作业工况。

在 25°坡地,实现横向转向,该工况下所需功率为

$$P_3 = \frac{(F_f + F_i + F_s + F_q)v_1}{1\,000} \tag{9}$$

式中　P_3——25°坡地转向行驶消耗功率,kW

在 30°坡地,实现纵向攀爬行驶,该工况下功耗为

$$P_4 = \frac{(F_f + F_i + F_s)v_3}{1\,000} \tag{10}$$

式中　P_4——30°坡地行驶消耗功率,kW

v_3——纵向爬坡速度,取 3.6 km/h

在 25°坡地,实现田间作业,该工况下所需功率为

$$P_5 = \frac{F_4 v_3}{1\,000} \tag{11}$$

式中　P_5——25°爬坡作业消耗功率,kW

将不同工况数值代入式(7)~(11),可得联合收获机底盘在各工况下消耗功率。

联合收获机总消耗功率计算公式为

$$P = \frac{P_{\max} + P_b}{\eta} \tag{12}$$

式中　P——联合收获机整机消耗总功率,kW

$P_{\max}$——底盘行走最大消耗功率,kW

P_b——关键工作装置消耗功率,kW

η——行走装置传动效率,取 0.85

可得联合收获机总消耗功率为 61.43 kW,综合考虑选用常柴 4G33TC 系列 74.5 kW 柴油发动机,具体参数如表 3 所示。

表 3　常柴 4G33TC 系列发动机主要参数

Tab.3　Main parameters of 4G33TC engine

参数	标定功率/kW	标定转速/(r·min^{-1})	最大扭矩/(N·m)	缸数	外形尺寸/(mm×mm×mm)	净质量/kg
数值	73.7	2 400	415	4	740×614×798	270

1.3.4　整机理论行驶速度

根据发动机额定输出转速、机械变速箱传动比以及驱动轮节圆半径,可得到各挡位下整机理论行驶速度范围,计算公式为

$$v = \frac{0.12\pi n_e R_1}{i} \tag{13}$$

式中　v——履带理论行驶速度,km/h

n_e——发动机额定转速,r/min

R_1——驱动轮节圆半径,mm

i——变速箱传动比

求解式(13)得各挡位下理论最大行驶速度为:一挡 2.19 km/h,二挡 4.01 km/h,三挡 7.31 km/h。

2　整机行驶稳定性参数确定

质心位置是影响行驶稳定性、安全性和舒适性的关键因素之一。丘陵地区路况复杂多变,需对联合收获机在几种典型工况下的稳定性进行分析,获得其各路况下稳定运行的质心范围。

2.1　行驶稳定性参数计算

为更准确地进行稳定性机理分析,以行走机构驱动轮侧第 1 对支重轮中心为原点 O 建立坐标系,如图 3 所示。

确定关键工作部件在履带底盘上的布局位置后,根据其质心位置坐标,可得联合收获机质心坐标 $Q(p,q,r)$ 为

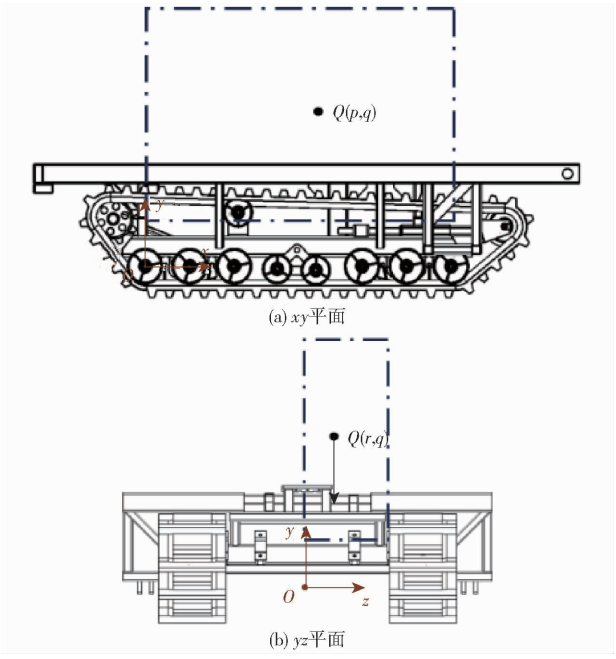

图 3 三七联合收获机整机质心位置示意图

Fig. 3 *Panax notoginseng* combine harvester diagrams of centroid position

$$\begin{cases} p = \dfrac{\sum m_i x_i}{\sum m_i} \\ q = \dfrac{\sum m_i y_i}{\sum m_i} \\ r = \dfrac{\sum m_i z_i}{\sum m_i} \end{cases} \tag{14}$$

式中 x_i——第 i 个工作部件质心 x 轴坐标

y_i——第 i 个工作部件质心 y 轴坐标

z_i——第 i 个工作部件质心 z 轴坐标

m_i——第 i 个工作部件质量,kg

联合收获机在坐标系下的质心范围相关计算参数如表 4 所示。

表 4 质心位置相关计算参数

Tab. 4 Centroid position related calculation parameters

参数	数值
整机质心 x 轴坐标 p 范围/mm	0 ~ 1 598
整机质心 y 轴坐标 q 范围/mm	266 ~ + ∞
整机质心 z 轴坐标 r 范围/mm	0 ~ 255
驱动轮半径 R_d/mm	115
支重轮半径 R_b/mm	90
导向轮半径 R_g/mm	100
履带厚度 T_t/mm	57.5
最大俯仰角/(°)	45
导向轮中心点坐标/(mm,mm)	(1 848,215)

2.2 纵向坡地行驶稳定性参数确定

根据设计要求,联合收获机需平稳通过 30°斜坡,驱动轮一侧第 1 对支重轮中心为点 $O(0,0)$、第 6 对为点 $A(1\,598\text{ mm},0)$,当联合收获机上下斜坡角度超出极限角度时,此时履带车辆分别以支撑点 $M(0,-T_t)$、$M'(1\,598\text{ mm},-T_t)$为旋转点,履带车辆质心 Q 处于点 M 垂直方向左侧,履带车辆失去稳定性且整体向后倾覆。如图 4 所示,要使整机在坡面上保持稳定,临界条件为:支撑点 M 到车辆质心位置 Q 处的向量 $\boldsymbol{v}_1$ 与水平方向单位向量 $\boldsymbol{v}_2$ 的夹角小于 90°,即

$$\begin{cases} 0 \leqslant p \leqslant 1\,598\text{ mm} \\ q \geqslant 266\text{ mm} \\ \boldsymbol{v}_1\boldsymbol{v}_2 = p\cos\alpha - (q + T_t)\sin\alpha \geqslant 0 \\ \boldsymbol{v}_1'\boldsymbol{v}_2 = (q + T_t)\sin\alpha - (p - 1\,598)\cos\alpha \geqslant 0 \end{cases} \tag{15}$$

式中 $\boldsymbol{v}_1'$——点 M'到车辆质心位置 Q 处向量

计算可得联合收获机纵向稳定通过 30°斜坡,不发生倾覆的 p 取值区间为 187 ~ 1 546.27 mm,q 取值区间为 0 ~ 2 354.32 mm。

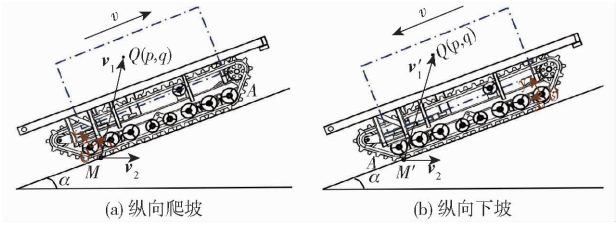

图 4 纵向坡地行驶示意图

Fig. 4 Schematics of longitudinal slope driving

2.3 横向爬坡行驶稳定性参数确定

联合收获机通过横向斜坡过程中,随着侧倾角增大,有以支撑点 $D(-600\text{ mm},-T_t)$和 $D'(600\text{ mm},-T_t)$为旋转中心发生翻滚的趋势。如图 5 所示,要使整机在坡面上保持稳定,临界条件为:水平方向的单位向量 $\boldsymbol{v}_2$ 与支撑点 D 和整机质心 Q 位置处连线的向量 $\boldsymbol{v}_3$、$\boldsymbol{v}_4$ 间的夹角小于 90°,即

$$\begin{cases} 0 \leqslant r \leqslant 255\text{ mm} \\ q \geqslant 266\text{ mm} \\ \boldsymbol{v}_2\boldsymbol{v}_3 = (r + 600)\cos\alpha - (q + 57.5)\sin\alpha \geqslant 0 \\ \boldsymbol{v}_2\boldsymbol{v}_4 = -(r - 600)\cos\alpha - (q + 57.5)\sin\alpha \geqslant 0 \end{cases} \tag{16}$$

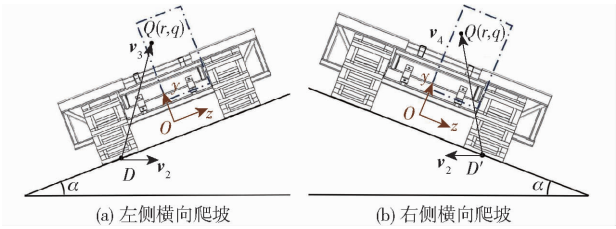

图 5 横向爬坡示意图

Fig. 5 Schematics of lateral climbing

综合考虑两种横向通过性情况,得到联合收获机横向稳定通过 25°斜坡,不发生倾覆的 q 取值区

间为 266 ~ 592.35 mm、r 取值区间为 0 ~ 255 mm。

2.4　翻越田埂行驶稳定性参数确定

根据设计指标，联合收获机需具备翻越 350 mm 田埂的能力，其翻越田埂的姿态变化过程如图 6 所示。达到最大俯仰角之前，其质心位置越过田埂侧面边缘线，则顺利越过；反之将会向后倾覆。

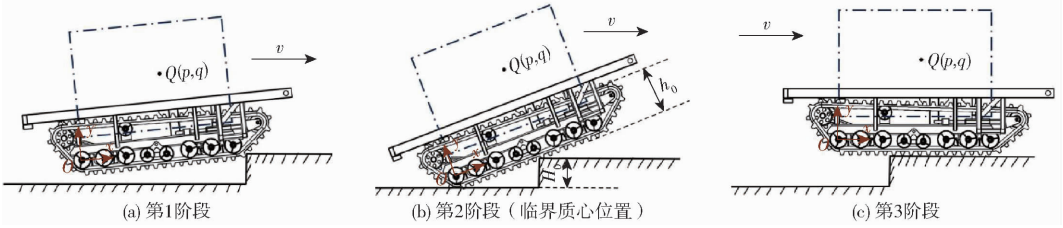

图 6　翻越田埂示意图

Fig. 6　Schematics of climbing over ridge

图 6b 为履带车辆质心与田埂侧面边缘线共线的瞬间，联合收获机能够顺利翻越田埂的几何条件为

$$\begin{cases} 0 \leqslant p \leqslant 1\,598 \text{ mm} \\ h_0 = q + T_t \\ H_0 \leqslant (p - h_0 \tan\varphi)\sin\varphi \end{cases} \tag{17}$$

式中　h_0——整机质心与履带底边距离，mm

H_0——田埂高度，mm

φ——整机翻越田埂时俯仰角，取 45°

计算可得联合收获机翻越 350 mm 田埂，不发生倾覆的 p 取值区间为 908.47 ~ 1 598 mm、q 取值区间为 266 ~ 955.53 mm。

2.5　跨越壕沟行驶稳定性参数确定

根据设计指标，联合收获机需具备稳定跨越 900 mm 壕沟的能力，其跨越壕沟姿态变化过程如图 7 所示。

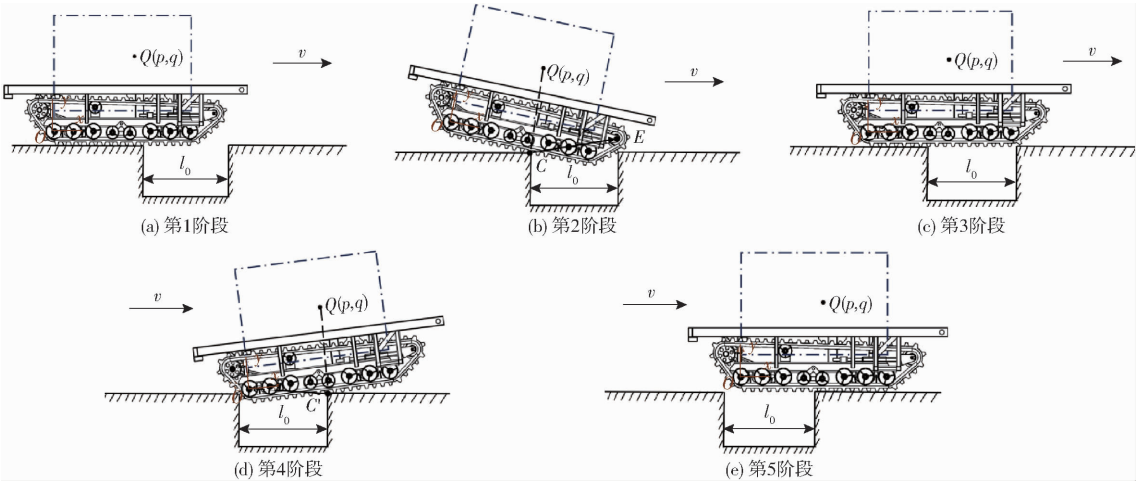

图 7　跨越壕沟示意图

Fig. 7　Schematics of crossing ditch

如图 7b 所示，联合收获机质心位置刚刚越过壕沟左侧边缘线，以支撑点 $C(p, -T_t)$ 为旋转点整体前倾，导向轮中心点 E 坐标为（1 848 mm，215 mm）；如图 7d 所示，阶段 4 中，联合收获机第 6 对支重轮刚刚越过壕沟左侧边缘线，且整机质心即将到达壕沟右侧边缘线处，以支撑点 $C'(p, -57.5 \text{ mm})$ 为旋转点整体后倾。要使收获机跨越壕沟，临界条件为履带底盘整体前倾时，履带最前端未完全进入壕沟；后倾时，履带最后端未完全进入壕沟，即

$$\begin{cases} 1\,598 - p \leqslant l_0 \\ l_{CE} \geqslant l_0 - R_g - T_t \end{cases} \tag{18}$$

$$\begin{cases} p \leqslant l_0 \\ l_{C'O} \geqslant l_0 - R_g - T_t \end{cases} \tag{19}$$

式中　l_0——履带底盘跨越壕沟长度，mm

l_{CE}——支撑点与导向轮中心距离，mm

$l_{C'O}$——支撑点与第 6 对支重轮中心距离，mm

联立式（18）和式（19），计算得联合收获机跨越 900 mm 壕沟，不发生倾覆的 p 取值区间为 411.56 ~ 1 200 mm。

综上所述，不同路况下稳定通过的质心范围如表 5 所示。通过交集法得出三七联合收获机稳定行驶的质心分布范围[26]：当整机质心 p 为 1 095.47 ~ 1 387 mm、q 为 0 ~ 326.35 mm、r 为 0 ~ 255 mm 时，联合收获机可以稳定通过所有设定的路况。

表 5 各路况下稳定通过的质心范围

Tab. 5 Centroid range of stable passage under various road conditions mm

路况	质心范围		
	p	q	r
30°纵向斜坡	238.73 ~ 1 359.27	266 ~ 2 620.32	
25°横向斜坡		266 ~ 592.35	0 ~ 255
350 mm 田埂	908.47 ~ 1 598	266 ~ 955.53	
900 mm 壕沟	411.56 ~ 1 200		

3 整机行驶通过性能多体动力学仿真分析

对联合收获机展开各行驶工况下的运动学仿真分析,每个工况进行 3 次重复仿真试验,得到其在行驶状态下的各参数平均值,对联合收获机行驶稳定性与通过性进行评估。

3.1 整机多体动力学建模

利用多体动力学软件 RecurDyn,对联合收获机虚拟样机开展通过性仿真,以驱动轮中心为坐标原点,前进方向为 x 轴正向,竖直向上为 y 轴正向,前进方向右向为 z 轴正向,建立多体动力学模型,其质心坐标为(1 273.818 mm,284.458 mm,5.418 mm)。如图 8 所示。建立地面模型,基于贝克理论(Bekker)定义沉陷路面,如表 6 所示,设置硬质路面、重黏土路面、田间作业路面参数[27]。

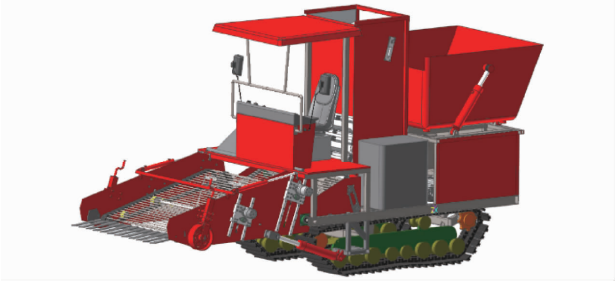

图 8 三七联合收获机虚拟样机

Fig. 8 Virtual prototype of *Panax notoginseng* combine harvester

表 6 路面模型参数

Tab. 6 Pavement model parameters

路面类型	土壤内聚变形模量/($N\cdot mm^{-n-1}$)	土壤内摩擦变形模量/($N\cdot mm^{-n-2}$)	变形指数	土壤内聚力/kPa	土壤内摩擦角/(°)	土壤剪切变形模数/mm
硬质路面	0.041 9	0.012 0	0.7	0.001 72	29	25
重黏土路面	0.417 1	0.021 9	0.5	0.004 14	13	25
田间作业路面	0.417 1	0.021 8	0.5	0.050 00	15	23

3.2 行驶通过性分析

3.2.1 直线行驶运动学仿真

(1)不同速度下直线行驶仿真

参照联合收获机履带底盘设计指标,在驱动轮模型上施加驱动,对整机 3 个挡位平均速度(一挡 1.8 km/h、二挡 3.6 km/h、三挡 7.2 km/h)设置在作业路面条件下行驶 20 m 路程仿真,仿真结果如图 9 所示。分析图 9 可知,以 3 个挡位平均速度行驶 20 m 路程时,整机偏移量分别为 102.82、54.74、56.26 mm。三七田间行驶时地面起伏不平,操作时间较长,较快或者较慢的行驶速度均不利于整机直线行驶,二挡偏移量最小且增长最缓慢,因此二挡最优。

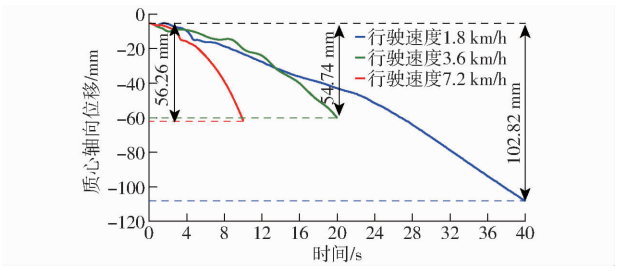

图 9 不同速度下偏移量变化曲线

Fig. 9 Offset variation curve at different speeds

(2)不同路面工况下直线行驶仿真

针对田间作业路面、硬质路面和重黏土路面 3 种行驶路况进行平地直线行驶仿真,设置速度为二挡 3.6 km/h,仿真时间 20 s,仿真步长 500 步,仿真结果如图 10 所示。硬质路面偏移量最大,重黏土路面偏移量与田间作业路面大致相等,其原因为:在重黏土路面和田间作业路面行驶时,履带下陷,与地面摩擦力增大,抵消掉一部分质心横向偏移的影响,使整机偏移量较小。

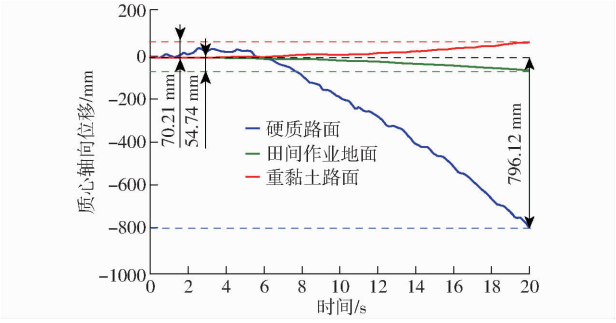

图 10 不同路面下偏移量变化曲线

Fig. 10 Offset variation curve under different pavements

综上所述,整机在 3 种路况下直线行驶偏移量为 54.74 ~ 796.12 mm,田间作业路面偏移率最小,仅为 0.3%,硬质路面最大,为 4%;且通过对比可

知，以二挡速度在田间行驶性能更好，整机质心位置和传动系统可以满足行驶稳定性要求。

3.2.2　转向行驶运动学仿真

通过仿真联合收获机在不同行驶速度下的单边制动转向行驶，得到质心转动角、质心转动角加速度以及质心转向位移等数据，验证履带车辆的动态稳定性。内侧驱动轮保持制动，设置仿真时间 20 s，步长为 1×10^{-5} s，进行直行一段距离，后原地转向一周的仿真。

3 种不同挡位下履带底盘转向角加速度变化曲线如图 11 所示。联合收获机进行左右转向行驶时，均为二挡的转向角加速度波动最为平稳。故联合收获机田间转向时，均选择二挡更有利于履带底盘的转向行驶稳定性。

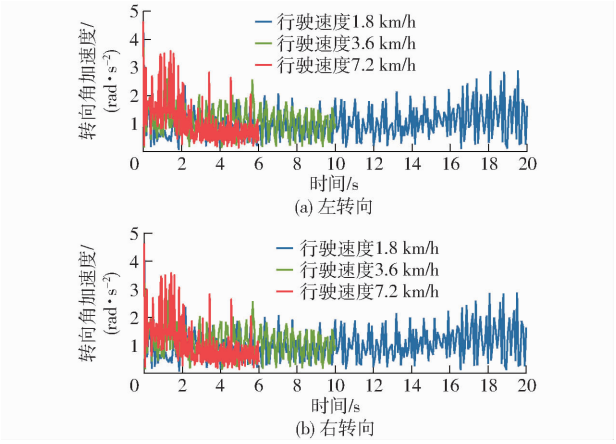

图 11　转向角加速度变化曲线

Fig. 11　Change curves of steering angular acceleration

图 12 为整机转向行驶轴向位移与转向角变化曲线：左转时，三挡速度下的偏移最大，为 124.8 mm，二挡最小，为 9.95 mm；向右转向时，三挡偏移最大，为 −127.17 mm，二挡最小，为 −26.83 mm。

综上所述，进行小角度转向时，以二挡进行转向最佳，进行田间转向时，轴向偏移量为 9.95、26.83 mm，能与实际收获情况相吻合，且整机质心位置满足转向行驶稳定性要求。

3.2.3　爬坡行驶运动学仿真

为使土壤模型更符合田间实际作业场景，依次建立高度为 3 m，与水平面成 20°、25°、30°、32°、34°、36°、38°、40° 纵向变坡度爬坡模型阶梯斜坡，如图 13a 所示；搭建 10°、15°、20°、25°、30° 斜面，并利用若干个小倾角斜面将其连接，建立如图 13b 所示的横向变坡度爬坡模型，进行通过性仿真试验[28]，验证整机行驶稳定性，得出整机极限坡道倾翻角。

（1）纵向爬坡行驶

设置联合收获机平地直行一段距离，加速到二挡平均速度 3.6 km/h 后匀速爬坡，仿真时长为 80 s。

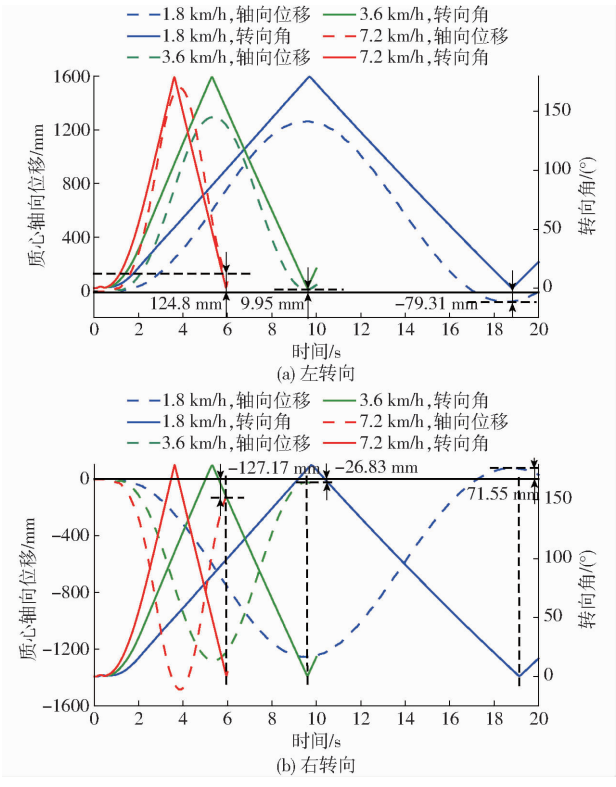

图 12　原地转向行驶轴向位移和转向角变化曲线

Fig. 12　Axial displacement and steering angle change curves of turning in situ

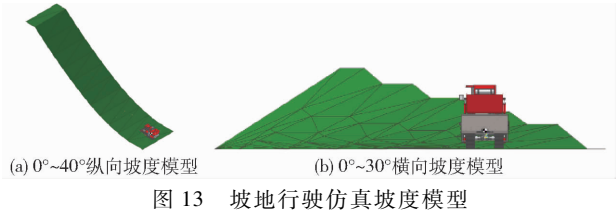

图 13　坡地行驶仿真坡度模型

Fig. 13　Slope model for climbing simulation

仿真结果如图 14a 所示，57 s 时 3 个方向偏移量趋于平稳，存在微小波动，说明整机行驶出现了滑移，同时由图 14b 可知，仿真过程中整机翻滚角恒为 0°，俯仰角逐步增大，波动较小，且到达 34° 时趋于稳定，即在二挡平均速度下，整机纵向行驶最大坡度角为 34°，可以通过 30° 斜坡，且整机爬坡稳定性较高，即虚拟样机在此质心条件下，二挡平均速度下极限爬坡角为 34°。

（2）横向爬坡行驶

由于对横向爬坡稳定性进行分析得到的质心范围较小，相较于纵向爬坡，其发生侧翻可能性更高。设置联合收获机平地直行一段距离，加速到一挡平均速度 1.8 km/h 横向爬坡，仿真时间 40 s。

仿真结果如图 15 所示，左向与右向横向爬坡仿真结果相同，证明质心的横向偏移量（5.418 mm）对横向爬坡行驶通过性影响极小；30 s 时翻滚角达到 25°，且保持至 37 s，表明在 20°~25° 坡度范围内整机进行了爬坡行驶，到达 25° 斜坡没有发生侧翻；而俯仰

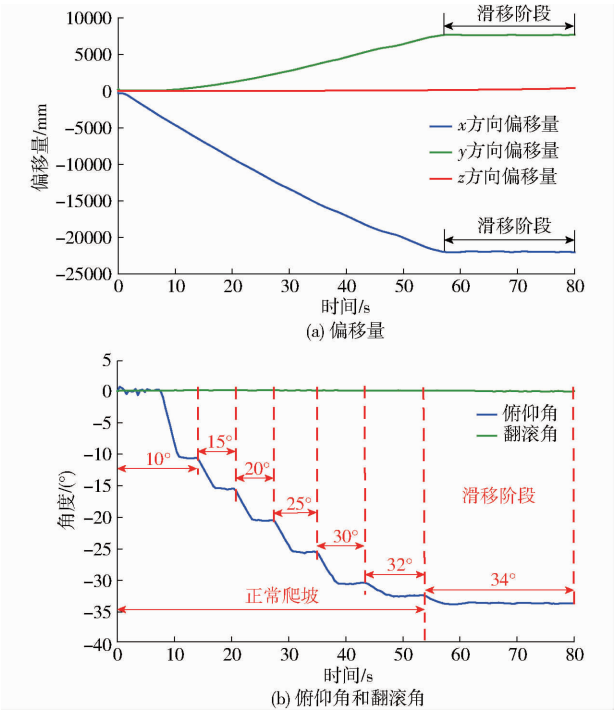

图 14 样机纵向爬坡仿真曲线

Fig. 14 Longitudinal climbing simulation curves of prototype

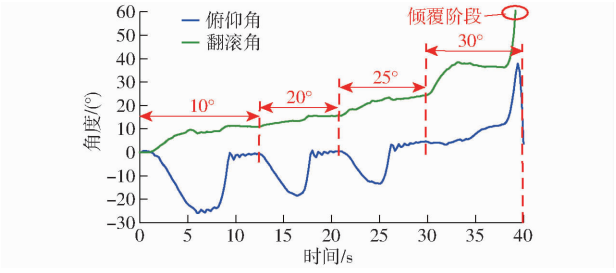

图 15 横向行驶通过性仿真结果

Fig. 15 Simulation results of lateral trafficability

角在 37 s 之前趋于平稳,说明整机向横坡下偏移行驶,图 16 仿真过程也验证了这一情况,因此整机横向坡地行驶时,驾驶员需手动控制进行方向调节。

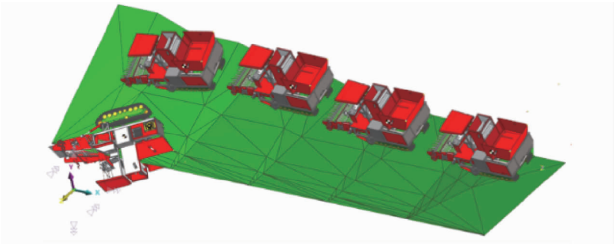

图 16 横向行驶通过性仿真过程

Fig. 16 Simulation process of lateral trafficability

综上所述,虚拟样机在此质心条件下,以一挡平均速度 1.8 km/h 能够稳定横向通过 25°斜坡,符合设计要求。

3.2.4 越障行驶运动学仿真

根据设计指标,联合收获机需以一挡平均速度 1.8 km/h 平稳翻越田埂和跨越壕沟,为检验样机翻越障碍物能力,如图 17 依次建立高度为 200、250、300、350、400 mm 逐渐递增的缓田埂地面模型,以及宽度为 700、800、900、1 000 mm 逐渐递增的壕沟地面模型,各田埂及壕沟之间距离为 4 000 mm,进行虚拟样机越障通过性仿真分析,如图 17 所示。

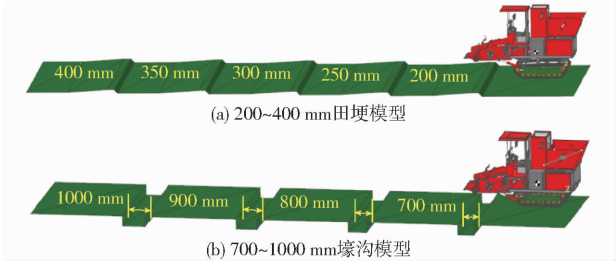

图 17 越障工况路面仿真模型

Fig. 17 Road simulation models of obstacle crossing condition

(1)翻越田埂

设置仿真时长 60 s,路面参数设置为田间作业参数。将样机水平放置于起始位置,验证整机在田埂路况行驶的稳定性。

仿真结果如图 18 所示,随着田埂高度增加,俯仰角变化幅值也相应增加,最大值为 30.7°,小于整机设计的最大俯仰角;在翻越 350 mm 田埂过程中(38 ~ 40 s),其俯仰角有正负变化,表明样机在初爬上田埂时有后倾趋势,但其反向变化角度大于 -5°,不影响其通过性。虚拟样机在该质心条件下,以一挡平均速度 1.8 km/h 能够稳定翻越 350 mm 田埂。

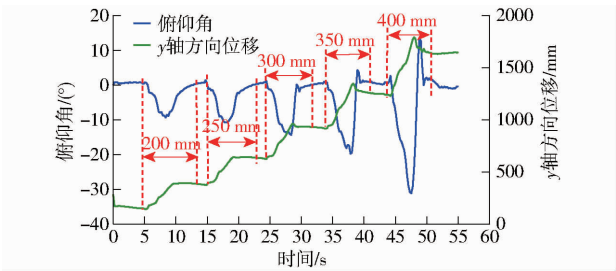

图 18 翻越田埂仿真结果

Fig. 18 Simulation results over ridge

(2)跨越壕沟

设置仿真时长 40 s,路面参数设置为田间作业参数。将样机水平放置于起始位置,验证整机在跨越壕沟路况的稳定性。

由图 19 可知,在跨越 900 mm 田埂过程中,其俯仰角最终趋于 0°,且整个仿真过程中俯仰角最大值为 25.4°,小于整机设计的最大俯仰角,垂直方向角速度最大峰值小于 0.1 rad/s,整个行驶过程较为平稳,具有较好的壕沟通过性能,表明整机质心位置可以满足跨越 900 mm 壕沟行驶的稳定性要求。

综合以上仿真结果,与三七联合收获机模型试验仿真结果进行对比[17]可知,通过不同仿真软件对履带底盘通过性进行仿真,得到的整机俯仰角与翻

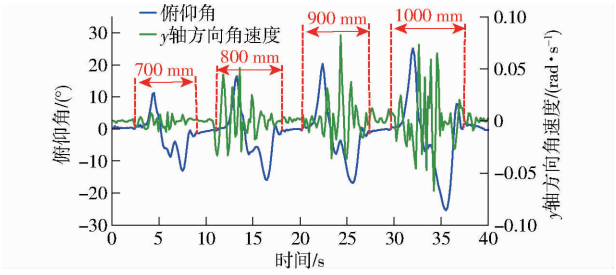

图 19　跨越壕沟仿真结果

Fig. 19　Simulation results of crossing trench

滚角曲线变化趋势呈现高度一致性，说明了结论的可靠性与准确性。

4　整机通过性试验验证

在校内试验田进行整机性能试验，试验设备包括皮尺、卷尺、秒表和角度测量仪等。根据自走式三七联合收获机设计目标，分别对最高行驶速度、行驶偏移率、最小转弯半径、爬坡性能、越障稳定性等指标进行测试。

4.1　最高行驶速度和行驶偏移率测定试验

4.1.1　最高行驶速度试验

在水泥路面对联合收获机开展行驶速度测试。选取长度大于 20 m 的宽敞路面，对联合收获机底盘在一挡、二挡及三挡下的最高速度进行测试，每个挡位下重复 3 次并取平均值，试验结果如表 7 所示。

表 7　直线行驶速度试验结果

Tab. 7　Test result of straight-line driving speed

挡位	序号	时间/s	平均时间/s	实际行驶速度/(km·h⁻¹)	理论最大行驶速度/(km·h⁻¹)
一挡	1	36.74	36.38	1.97	2.19
	2	36.37			
	3	36.02			
二挡	1	19.45	19.47	3.69	4.01
	2	19.64			
	3	19.32			
三挡	1	9.96	10.60	6.79	7.31
	2	10.73			
	3	11.12			

实际最高行驶速度与理论速度接近，但由于操作误差和履带在地面滑转的影响，导致实际速度低于理论速度。

4.1.2　行驶偏移率测定试验

选取长度大于 20 m 的平整宽敞水泥路面，在 20 m 试验区域标记起点与终点线，区域中间位置垂直起点和终点线标记一条直线，使整机从起点线左侧履带外缘重合于该直线行驶，行驶过程中驾驶员不做任何操作直至终点，测量并记录左侧履带外缘与标定直线的垂直偏驶距离，该距离记作偏移量，进行 5 次重复试验，试验得到平均偏移量为 0.758 m，偏移率为 3.79%，符合不大于 6% 的要求[29-30]。

4.2　最小转弯半径测定试验

通过液压装置控制联合收获机进行转向性能试验，原地转向一圈后驶出试验区域。测量样机在水泥地面上留下的圆周轨迹 3 个等分点处半径，取平均值即为最小转弯半径[29]，转向轨迹如图 20 所示。



图 20　单边制动转向轨迹图

Fig. 20　Unilateral braking steering trajectory diagram

试验结果如表 8 所示，整机平均最小转弯半径为 1 480 mm，理论转弯半径为 1 375 mm，相对误差 7.64%；右转时转弯半径大于左转。主要原因是整机转向过程中产生的离心力，导致内侧履带转向中心接地比压增大，阻力增大引发滑移；整机质心偏右，右转时滑移现象加剧。

表 8　最小转弯半径试验结果

Tab. 8　Minimum turning radius test result

方向	序号	转弯半径/mm	均值	最小转弯半径/mm
右转	1	1 550	1 517	1 480
	2	1 510		
	3	1 490		
左转	1	1 530	1 497	
	2	1 480		
	3	1 480		

4.3　爬坡行驶通过性能试验

选取与三七种植环境相似的缓坡地进行试验，测试联合收获机爬坡行驶通过性。

4.3.1　纵向爬坡试验

以仿真试验设定的速度 3.6 km/h 进行纵向爬坡通过性试验，观察并记录样机通过性能。试验过程如图 21 所示。由联合收获机监测系统导出纵向爬坡过程俯仰角变化曲线如图 22 所示，试验过程中最大爬坡角为 20.668°，满足三七收获技术要求。

4.3.2　横向爬坡试验

以仿真设定速度 1.8 km/h 开展非作业工况和作业工况下的横向爬坡通过性试验，选用土丘地形



图 21 纵向爬坡试验

Fig. 21 Longitudinal climbing test

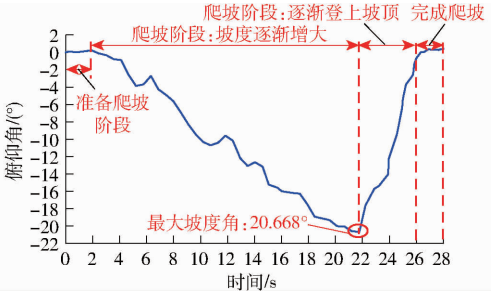

图 22 纵向爬坡俯仰角变化曲线

Fig. 22 Vertical climbing pitch angle change curve

作为试验场地,使整机沿土丘侧面横向行驶,观察并记录样机通过性能。

试验过程如图 23 所示,整个过程无滑移,无侧翻现象。由联合收获机监测系统导出横向爬坡过程翻滚角与俯仰角曲线,如图 24 所示,非作业工况下试验过程中最大坡度角为 16.893°,12 ~ 14 s 俯仰角变化平稳;作业工况下最大坡度角为 15.733°,11 ~ 14 s 俯仰角变化平稳,说明存在向坡下偏移现象,与仿真结果和试验过程一致,满足三七收获技术要求。



图 23 横向爬坡试验

Fig. 23 Lateral climbing test

4.4 越障通过性能试验

根据三七种植环境,对试验地形进行改造,得高 350 mm 田埂和宽 900 mm 壕沟。

4.4.1 翻越田埂通过性试验

以仿真试验设定速度 1.8 km/h 进行翻越田埂通过性试验,俯仰角变化曲线如图 25 所示,图 26a 为底盘前角逐渐接触田埂侧面边缘线,俯仰角逐渐增大;图 26b 为登上田埂,俯仰角达到最大值 25.673°;图 26c 为质心越过田埂,履带底盘后部离地,其俯仰角逐渐接近 0°;图 26d 为履带前部着地,

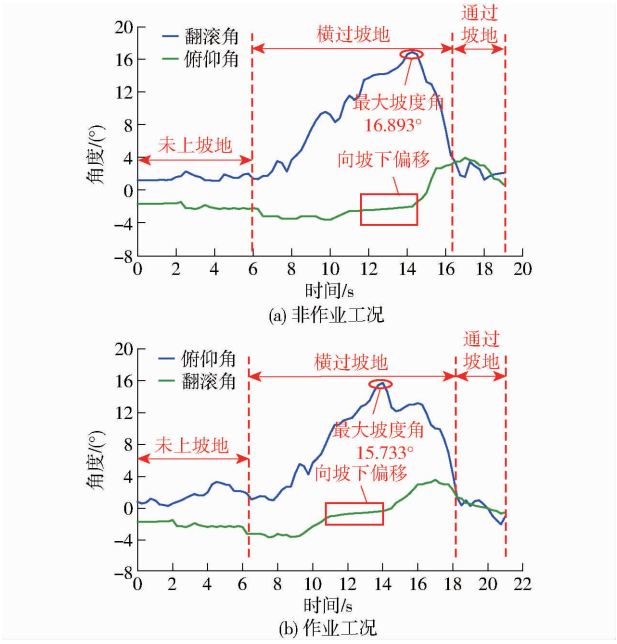

图 24 横向爬坡翻滚角和俯仰角变化曲线

Fig. 24 Horizontal climbing rolling angle and pitch angle change curves

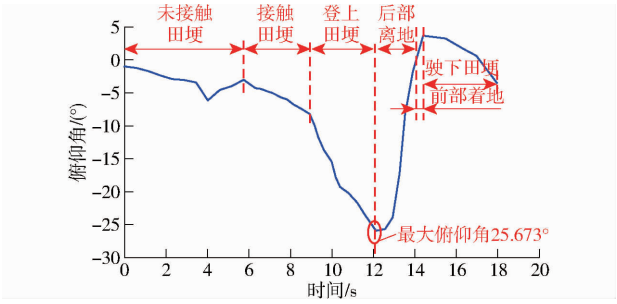

图 25 田埂通过性试验俯仰角变化曲线

Fig. 25 Ridge passability test pitch angle change curve

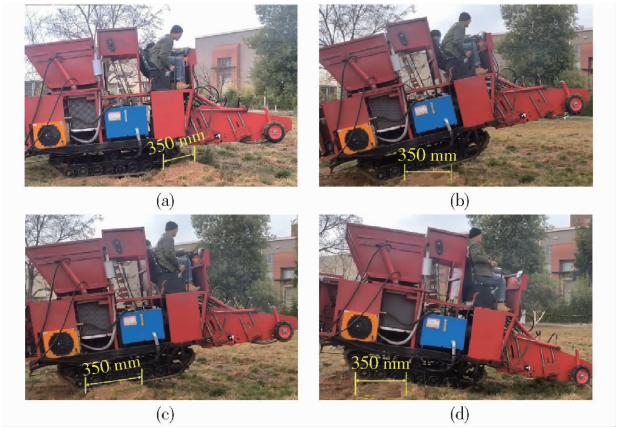

图 26 田埂通过性试验过程

Fig. 26 Process of field ridge passability test

成功翻越田埂,俯仰角短暂增大最终趋于 0°;其行驶过程俯仰角变化曲线与仿真过程基本相同,最大俯仰角小于仿真结果(30.7°)的主要原因是在试验行驶过程中,难以准确把握行驶速度,在临界位置产生降速,需猛加油门,造成俯仰角偏小。

4.4.2　跨越壕沟通过性试验

以仿真试验设定速度 1.8 km/h 进行跨越壕沟通过性试验。俯仰角变化曲线如图 27 所示，图 28a 为履带前部进入壕沟，俯仰角逐渐增大，达到最大值 12.607°；图 28b 为履带前部脱困成功，质心重力作用线处于壕沟宽度范围内，俯仰角减小并趋于 0°；图 28c 为履带后部进入壕沟，整机出现后倾趋势，随即在发动机作用下脱困，俯仰角渐渐变大；图 28d 为整机恢复水平姿态，成功跨越壕沟，俯仰角趋于 0°；其行驶过程俯仰角变化曲线与仿真过程基本相同，实际俯仰角相较于仿真跨越壕沟最大俯仰角(5.17°)偏大的主要原因是行驶过程中壕沟两侧塌陷，宽度增加，且伴有滑移，造成俯仰角偏大。

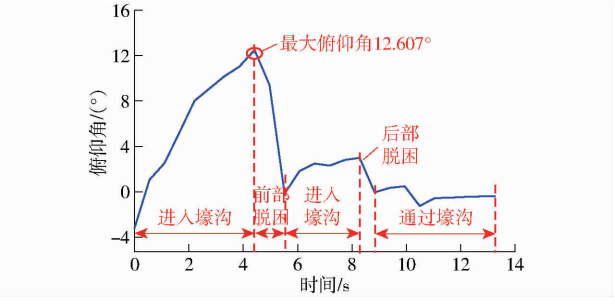

图 27　壕沟通过性试验俯仰角变化曲线

Fig. 27　Trench passability test pitch angle change curve

综上所述，对联合收获机样机进行最高行驶速度、行驶偏移率、最小转弯半径、爬坡性能、越障性能试验，样机能够完成各项行驶工况，验证了仿真分析结果的准确性，性能参数测试结果表明各项数据基本符合云南省三七产业化收获要求。

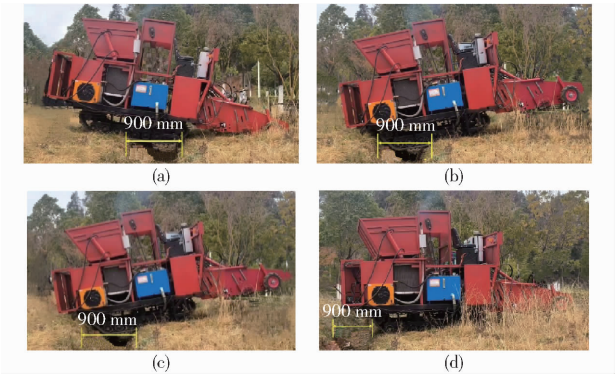

图 28　壕沟通过性试验过程

Fig. 28　Process of trench passability test

5　结论

(1)根据三七种植特点，设计并研制了自走式三七联合收获机，确定其主要技术指标与参数，并对各工况下的行驶稳定性参数进行理论计算，得到整机合理质心范围，对整机工作部件进行布局，建立联合收获机三维模型，其质心为(1 273.818 mm，284.458 mm，5.418 mm)。

(2)基于多体动力学软件 RecurDyn 对联合收获机行驶通过性进行仿真分析，得出其能够完成纵向爬坡坡度 20°、横向爬坡坡度 15°、翻越高度 350 mm 田埂、跨越宽 900 mm 壕沟。

(3)通过对自走式三七联合收获机进行最高行驶速度、行驶偏移率、最小转弯半径、爬坡性能、越障性能试验验证，确保其具有良好的平地行驶性能以及横向通过 15°及以下坡地、纵向通过 20°及以下坡地、翻越 350 mm 田埂、跨越 900 mm 壕沟的通过能力，满足整机设计需求。

参　考　文　献

[1]　石礼平，张国壮，刘丛盛，等. 三七化学成分和药理作用研究概况及质量标志物的预测[J]. 中国中药杂志，2023，48(8)：2059－2067.
SHI Liping，ZHANG Guozhuang，LIU Congsheng，et al. Research summary of chemical constituents and pharmacological effects of *Panax notoginseng* and predictive analysis on its Q-markers[J]. China Journal of Chinese Materia Medica，2023，48(8)：2059－2067.(in Chinese)

[2]　薄淑文，韩长志，李娅. 云南省中药材产业发展现状及未来展望[J]. 北方园艺，2023(13)：137－143.
BO Shuwen，HAN Changzhi，LI Ya. Present dituation and future prospect of Chinese medicinal materials industry in Yunnan Province[J]. Northern Horticulture，2023(13)：137－143.(in Chinese)

[3]　凌祚勇. 三七种植技术与栽培管理[J]. 农业知识，2021(14)：28－30.
LING Zuoyong. Planting technology and cultivation management of *Panax notoginseng*[J]. Agricultural Knowledge，2021(14)：28－30.(in Chinese)

[4]　曹钦洲，张兆国，王法安，等. 三七生产机械化技术与装备研发现状[J]. 中国农机装备，2023(7)：58－65.
CAO Qinzhou，ZHANG Zhaoguo，WANG Faan，et al. Research and development status of mechanization technology and equipment for *Panax notoginseng* production[J]. China Agricultural Machinery Equipment，2023(7)：58－65.(in Chinese)

[5]　曹钦洲. 三七联合收获机关键工作部件的设计与试验[D]. 昆明：昆明理工大学，2024.
CAO Qinzhou. Design and experiment of key working parts of *Panax notoginseng* combine harvester working[D]. Kunming：Kunming University of Science and Technology，2024.(in Chinese)

[6]　CHEN Mingdong，ZHAI Xinting，ZHANG Huan，et al. Study on control strategy of the vine clamping conveying system in the

peanut combine harvester[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2020, 178: 105744.
[7] XIE Kaiting, ZHANG Zhaoguo, WANG Faan. Multi-scenario variable-state robust fusion algorithm for ranging analysis framework[J]. Agriculture, 2024, 14(4): 516.
[8] DOROKHOV A, DIDMANIDZE O, AKSENOV A, et al. The results of studies on the assessment of the destruction of soil clods during combine harvesting of potatoes[J]. Agriculture, 2022, 12(12): 2024.
[9] 韩明兴, 徐琨, 廖宜涛, 等. 液电混动履带底盘电液系统联合仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2024,51(1):396-408,418.
HAN Mingxing, XU Kun, LIAO Yitao, et al. Co-simulation and test of electro-hydraulic system of novel hybrid track[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024,51(1):396-408,418. (in Chinese)
[10] 郭凯文. 轻型农用履带底盘通过性研究[D]. 长沙: 湖南农业大学, 2022.
GUO Kaiwen. Research on mobility of light-agricultural track chassis[D]. Changsha: Hunan Agricultural University, 2022. (in Chinese)
[11] 王德成, 赵彦瑞, 尤泳, 等. 履带自走式缓坡地王草收获机底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(9): 178-187.
WANG Decheng, ZHAO Yanrui, YOU Yong, et al. Design and experiment of self-propelled tracked chassis of king grass harvester for gentle sloping fields[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9): 178-187. (in Chinese)
[12] 韩振浩, 朱立成, 苑严伟, 等. 基于重心自适应调控的山地果园运输车设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(2): 430-442.
HAN Zhenhao, ZHU Licheng, YUAN Yanwei, et al. Design and test of transport vehicle for hillside orchards based on center of gravity regulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(2): 430-442. (in Chinese)
[13] 张兆国, 王法安, 张永成, 等. 自走式三七收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2016,47(增刊): 234-240.
ZHANG Zhaoguo, WANG Faan, ZHANG Yongcheng, et al. Design and test of self-propelled *Panax notoginseng* harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(Supp.): 234-240. (in Chinese)
[14] 杜宗霖. 温室三七收获机行走底盘研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2019.
DU Zonglin. Research on walking chassis of greenhouse *Panax notoginseng* harvester[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2019. (in Chinese)
[15] 李汉青. 温室三七收获机液压及控制系统的研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2020.
LI Hanqing. Research on hydraulic and control system of greenhouse *Panax notoginseng* harvester[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2020. (in Chinese)
[16] 薛浩田. 三七联合收获机整机设计及关键部件的仿真试验[D]. 昆明: 昆明理工大学,2022.
XUE Haotian. Design of *Panax notoginseng* combine harvester and simulation test of key components[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2022. (in Chinese)
[17] 张兆国, 邓寓轩, 王法安, 等. 自走式三七联合收获机底盘通过性能分析与模型试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(9): 164-177.
ZHANG Zhaoguo, DENG Yuxuan, WANG Faan, et al. Performance analysis and model test of self-propelled *Panax notoginseng* combine harvester chassis[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023,54(9):164-177. (in Chinese)
[18] 李宇宸, 张军, 张萍, 等. 基于 Sentinel-2 卫星遥感影像的云南省文山州三七种植面积估算研究[J]. 云南大学学报(自然科学版), 2022, 44(1): 89-97.
LI Yuchen, ZHANG Jun, ZHANG Ping, et al. Estimation of *Panax notoginseng* planting area in Wenshan Prefecture of Yunnan Province based on Sentinel-2 satellite remote sensing image[J]. Journal of Yunnan University (Natural Science Edition), 2022, 44(1): 89-97. (in Chinese)
[19] 朱赞, 袁希平, 甘淑, 等. 高分 1 号数据用于云南文山三七种植信息提取[J]. 浙江农林大学学报, 2020, 37(1): 129-135.
ZHU Zan, YUAN Xiping, GAN Shu, et al. GF-1 remote sensing data for *Panax notoginseng* planting information extraction in Wenshan, Yunnan Province[J]. Journal of Zhejiang A&F University, 2020, 37(1): 129-135. (in Chinese)
[20] 向文博, 汤晶宇, 范志远, 等. 丘陵山地动力底盘发展现状与展望[J]. 林业机械与木工设备, 2023, 51(5): 4-10.
XIANG Wenbo, TANG Jingyu, FAN Zhiyuan, et al. Development status and prospect of power chassis in hilly and mountainous areas[J]. Forestry Machinery and Woodworking Equipment, 2023, 51(5): 4-10. (in Chinese)
[21] 初金星. 履带自走式灌木采伐机底盘设计与试验研究[D]. 哈尔滨: 东北林业大学, 2018.
CHU Jinxing. Design and experimental study on the chassis of tracked self-propelled shrub harvester[D]. Harbin: Northeast Forestry University, 2018. (in Chinese)
[22] 孙运强. 橡胶履带底盘结构设计与实验仿真研究[D]. 大庆: 大庆石油学院, 2010.
SUN Yunqiang. Structural design and experimental simulation of rubber track chassis[D]. Daqing: Daqing Petroleum Institute, 2010. (in Chinese)
[23] 苏瑞娟. 果园小型履带式电控底盘的设计与试验[D]. 泰安: 山东农业大学, 2023.
SU Ruijuan. Design and experiment of small crawler electronically controlled chassis in orchard[D]. Taian: Shandong

Agricultural University, 2023. (in Chinese)
[24] 张兆国, 薛浩田, 王一驰, 等. 基于离散元法的三七仿生挖掘铲设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(5): 100 - 111.
ZHANG Zhaoguo, XUE Haotian, WANG Yichi, et al. Design and experiment of *Panax notoginseng* bionic excavating shovel based on EDEM[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(5): 100 - 111. (in Chinese)
[25] 刘风顺. 履带自走式马铃薯收获机的底盘优化[D]. 武汉: 华中农业大学, 2022.
LIU Fengshun. Chassis optimization of crawler self-propelled potato harvester[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2022. (in Chinese)
[26] 芦浩. 基于 Recurdyn 的倒梯形履带式车辆稳定性研究[D]. 太原: 中北大学, 2023.
LU Hao. Recurdyn-based study on the stability of inverted trapezoidal tracked vehicles[D]. Taiyuan: North University of China, 2023. (in Chinese)
[27] NICOLINI A, MOCERA F, SOMA A. Multibody simulation of a tracked vehicle with deformable ground contact model[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2019, 233(1): 152 - 162.
[28] KIM H W, LEE C H, HONG S, et al. Dynamic analysis of a tracked vehicle based on a subsystem synthesis method[C]// ISOPE Ocean Mining and Gas Hydrates Symposium. ISOPE, 2013.
[29] 韩明辉. 油莎豆收获机履带行走装置及其液压驱动系统的设计与试验[D]. 郑州: 河南农业大学, 2023.
HAN Minghui. Design and experiment of traveling device and hydraulic drive system for tiger-nut harvester[D]. Zhengzhou: Henan Agricultural University, 2023. (in Chinese)
[30] 解开婷, 张兆国, 王法安, 等. 基于全质心 WLS - HDS - TWR 算法的无人驾驶农业机械协同定位算法研究[J]. 农业机械学报, 2024, 55(7): 27 - 36, 110.
XIE Kaiting, ZHANG Zhaoguo, WANG Faan, et al. Cooperative localization algorithm for full center mass of WLS - HDS - TWR driverless agricultural machines[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(7): 27 - 36, 110. (in Chinese)

(上接第 159 页)

[12] 苗荣慧,李志伟,武锦龙.基于改进 YOLO v7 的轻量化樱桃番茄成熟度检测方法[J].农业机械学报,2023,54(10):225 - 233.
MIAO Ronghui, LI Zhiwei, WU Jinlong. Lightweight maturity detection of cherry tomato based on improved YOLO v7[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023,54(10):225 - 233. (in Chinese)
[13] CHEN J Y, LIU H, ZHANG Y T, et al. A multiscale lightweight and efficient model based on YOLO v7: applied to citrus orchard[J]. Plants, 2022, 11(23): 3260.
[14] ZHOU J, ZHANG Y, WANG J. RDE - YOLO v7: an improved model based on YOLO v7 for better performance in detecting dragon fruits[J]. Agronomy, 2023, 13(4): 1042.
[15] XIAO B J, NGUYEN M, YAN W Q. Fruit ripeness identification using YOLO v8 model[J]. Multimedia Tools and Applications, 2024, 83(9): 28039 - 28056.
[16] QUE Y, DAI Y, JI X, et al. Automatic classification of asphalt pavement cracks using a novel integrated generative adversarial networks and improved VGG model[J]. Engineering Structures, 2023, 277: 115406.
[17] HAPSARI R A, PURWINARKO A. Implementation of convolutional neural network algorithm using VGG - 16 architecture for image classification in facial images[J]. Recursive Journal of Informatics, 2023, 1(2): 83 - 92.
[18] SHARMA S, GULERIA K. A deep learning based model for the detection of pneumonia from chest x-ray images using VGG - 16 and neural networks[J]. Procedia Computer Science, 2023, 218: 357 - 366.
[19] SIMONYAN K, ZISSERMAN A. Very deep convolutional networks for large-scale image recognition[J]. arXiv Preprint, arXiv:1409.1556, 2014.
[20] ZHU J Y, PARK T, ISOLA P, et al. Unpaired image-to-image translation using cycle-consistent adversarial networks[C]// 2017 IEEE International Conference on Computer Vision (ICCV). IEEE, 2017: 2242 - 2251.
[21] LIU K, LI B C, LI J L. Deep face-swap model combining attention mechanism and CycleGAN[C]// 2022 6th International Conference on Machine Vision and Information Technology (CMVIT 2022),2022.
[22] ENGIN D, GENC A, KEMAL EKENEL H. Cycle-dehaze: enhanced CycleGAN for single image dehazing[C]//2018 IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition Workshops (CVPRW). IEEE, 2018: 825 - 833.
[23] XU Y, ZHANG H, HE F, et al. Enhanced CycleGAN network with adaptive dark channel prior for unpaired single-image dehazing[J]. Entropy, 2023, 25(6): 856.
[24] YAN B, YANG Z, SUN H, et al. ADE - CycleGAN: a detail enhanced image dehazing CycleGAN network[J]. Sensors, 2023, 23(6): 3294.
[25] ZHONG M, WANG X, WANG J, et al. A remote sensing image defogging method based on improved CycleGAN network[C]//2023 4th International Conference on Computer Vision, Image and Deep Learning (CVIDL). IEEE, 2023: 113 - 116.