

张瑞阳, 汤晶宇, 寇欣, 等. 雪地环境下自走式抚育清林机底盘通过性能分析与试验 [J]. 华南农业大学学报, 2025, 46(6): 776-788.
ZHANG Ruiyang, TANG Jingyu, KOU Xin, et al. Analysis and experiment on chassis passability of a self-propelled forest tending and clearing machine in snow-covered conditions[J]. Journal of South China Agricultural University, 2025, 46(6): 776-788.

雪地环境下自走式抚育清林机底盘通过性能分析与试验

张瑞阳, 汤晶宇, 寇欣, 范志远, 曲跃扬

(国家林业和草原局 哈尔滨林业机械研究所, 黑龙江 哈尔滨 150086)

摘要:【目的】针对抚育清林机在林区雪地条件下作业安全性不足、稳定性和通过性较差等问题, 开展积雪覆盖环境下底盘的行驶通过性研究。【方法】对设计的抚育清林机在不同工况下的底盘通过性进行理论分析, 涵盖直行、转向、爬坡和越障等多个方面, 深入评估影响底盘通过性的关键参数。利用 RecurDyn 构建仿真模型并开展多体动力学仿真分析, 通过仿真获取不同工况下的欧拉角、角速度等动态参数并绘制曲线。【结果】仿真结果表明, 仿真模型具有相对稳定的直行与转向性能, 可跨越 600 mm 壕沟、翻越 350 mm 障碍、纵向爬坡 35°和横向爬坡 25°。经林间试验验证, 样机能跨越 600 mm 壕沟、翻越 300 mm 障碍、纵向爬坡 30°和横向爬坡 25°; 直线行驶偏移率平均为 12.9%; 转弯半径平均为 1 561 mm。在以上几种工况下, 仿真模型与林间试验所对应的曲线趋势一致, 林间试验验证了仿真分析的正确性, 误差主要受履带与雪地间滑移现象影响。【结论】本研究达到了林区雪地环境下抚育清林机行驶通过性能的设计要求, 可为抚育清林设备底盘的设计提供理论基础与实用参考。

关键词: 抚育机; 履带底盘; 积雪地形; 通过性分析; 多体动力学仿真

中图分类号: S776.276

文献标志码: A

文章编号: 1001-411X(2025)06-0776-13

Analysis and experiment on chassis passability of a self-propelled forest tending and clearing machine in snow-covered conditions

ZHANG Ruiyang, TANG Jingyu, KOU Xin, FAN Zhiyuan, QU Yueyang

(Harbin Institute of Forestry Machinery, National Forestry and Grassland Administration, Harbin 150086, China)

Abstract: 【Objective】To address the challenges of insufficient operational safety, poor stability, and limited passability of the forest tending and clearing machine in snowy forest environments, this study investigates the chassis passability performance under snow-covered conditions. 【Method】The theoretical analysis of the chassis passability of the designed forest tending and clearing machine was conducted under different working conditions covering various aspects including straight movement, steering, slope climbing and obstacle crossing. The key parameters affecting passability were evaluated in depth. RecurDyn was used to construct a simulation model and perform multi-body dynamics simulation analysis. The dynamic parameters such as Euler angle and angular velocity under different working conditions were obtained through simulation, and corresponding curves were plotted. 【Result】The simulation results showed that the simulation model had relatively stable straight-

收稿日期: 2025-03-19 网络首发时间: 2025-07-11 09:04:29

首发网址: <https://link.cnki.net/urlid/44.1110.S.20250710.1455.005>

作者简介: 张瑞阳, E-mail: 1090100167@qq.com; 通信作者: 汤晶宇, 主要从事营林技术装备基础开发与研究, E-mail: hljtjy@163.com

基金项目: 中央财政林业科技推广示范项目 (黑 [2024]TG 24 号)

line and turning performance. It could traverse 600 mm trenches, climb over 350 mm obstacles, ascend slopes of up to 35° longitudinally, and climb 25° laterally. Field tests confirmed that the prototype could cross 600 mm trenches and climb over 300 mm obstacle, and achieved the maximum longitudinal and lateral climbing angles of 30° and 25° respectively. The average straight-line deviation rate was 12.9%, and the turning radius averaged 1561 mm. For all tested conditions, the trends of curves from simulation and actual tests were consistent, verifying the accuracy of simulation analysis. The test error was mainly affected by slippage between the track and snow. 【Conclusion】 This study demonstrates that the forest tending and clearing machine chassis meets the passability requirements for snowy forest environments. The findings provide both theoretical foundation and practical guidance for the design of forest tending and clearing equipment chassis operating in snow-covered conditions.

Key words: Tending machine; Tracked chassis; Snow-covered terrain; Passability analysis; Multibody dynamics simulation

我国东北林区森林资源丰富, 森林覆盖率高达 44.8%, 是我国重要的林业生产区域^[1]。然而, 抚育清林任务繁重, 作业长期依赖人工和便携式割灌机等半机械化设备, 效率低下且劳动强度大。此外, 受季节性环境条件影响, 春夏季林区地表湿滑, 植被覆盖率高达 85% 以上, 抚育工作通常集中在秋冬季^[2-3]。东北林区冬季积雪厚度普遍达 30~50 cm, 在此环境下设备滑动风险明显增加, 目前现有设备难以适应高寒积雪的抚育作业。因此, 设计一款适应冬季积雪环境的抚育清林专用底盘, 成为我国现阶段森林质量精准提升亟待解决的关键技术难题。

国外针对大型清林设备的研究已取得一定进展, 特别是欧美国家, 清林设备以大功率、高效率为主。意大利的 RoboGREEN、芬兰的 Ponsse 和瑞典的 Malwa Forest 等企业研制的清林设备广泛应用于相对平坦的大型林区, 因其体积庞大、转向灵活性差, 不适合于地形复杂的林区环境^[4-5]。特别是在雪地环境中, 积雪会增加设备的滑移风险和转向难度; 积雪可能覆盖地表障碍物, 加大作业的不确定性; 低温环境对设备的动力和液压系统提出了更高的要求。目前国内抚育清林设备的研发尚处于起步阶段。近年来, 国内学者针对不同地形底盘的通过性开展了多方面的研究。国内果园动力底盘研究涵盖自抗扰控制提升作业精度、履带结构式设计增强抗侧翻性能, 以及全液压驱动与远程遥控提升操控灵活性等^[6-9]。国内对丘陵山地地形的研究主要集中在爬升稳定性、越障能力、抗侧翻设计及结合自适应控制等方面^[10-13]。国内对林区地形的研究主要围绕重心调节和自适应地形设计等方面展开^[14-16]。这些研究虽然在底盘设计和通过性优化方面取得了一定进展, 但尚未深入探讨在特定环境下影响设备底盘通过性的主要因素。

本文提出一种遥控自走式抚育清林机底盘, 以黑龙江省庆安县金沟林场为作业环境, 针对底盘在雪地的行驶通过性: 直行、转向、爬坡和越障等开展理论分析, 探究影响底盘通过性的关键参数。通过 Recurdyn 仿真, 模拟底盘在不同工况下的运动情况并获取相关的运动参数。最后进行林间试验, 收集实际数据与仿真结果进行对比分析, 验证底盘设计合理性, 以期为抚育清林底盘的设计研究提供借鉴和参考。

1 参数测定与底盘设计

1.1 参数测定

东北林区地形复杂, 如图 1 所示, 机械化抚育清林对底盘具有较高要求。在金沟林区选取 5 个 10 m×10 m 的区域, 测定区域内环境基本参数, 结果如表 1 所示。经调研, 抚育林区的树木密度约为 500 株/hm², 需抚育的灌木密度约为 800 株/hm²; 树木的根部直径多为 30~50 mm; 障碍物最大高度约为 250 mm, 壕沟最大宽度约为 500 mm; 坡面角度为 0°~30°。

1.2 底盘设计

冬季作业时, 积雪会对履带与地面的接触带来较大阻力与滑移风险。为适应我国东北林区积雪较厚、地面冰冻坚硬且温度较低的作业环境, 抚育清林机底盘的行走系统必须具备较高的附着力、稳定性和越障能力。

根据参数设计的抚育清林机如图 2 所示。整机主要由履带式行走底盘、清林刀具、压地辊、动力系统、驱动系统、传动系统以及驾驶室等部件组成。设备通过履带式底盘提供稳定的行走支撑, 在作业时利用清林刀具清除林区的灌木, 压地辊可压实土壤, 保持土壤的稳定性, 并在作业时减少对地面的扰动。整机由柴油机提供动力, 驱动系统与传动系



图 1 林区环境
Fig. 1 Forest environment

表 1 林区环境的基本参数
Table 1 Basic parameters of forest environment

序号 No.	树与树最小间距/mm Min. distance between trees	灌木最大根部直径/mm Max. root diameter of shrubs	障碍物最大高度/mm Max. height of obstacles	壕沟最大宽度/mm Max. width of trenches	坡面最大角度/(°) Max. angle of slope
1	3 450	45	120	0	10
2	4 640	49	240	490	15
3	3 980	33	180	310	7
4	4 210	38	220	0	23
5	5 250	31	150	430	9

统通过皮带和传动轴与各工作部件连接,确保设备在不同工况下高效、稳定运行。

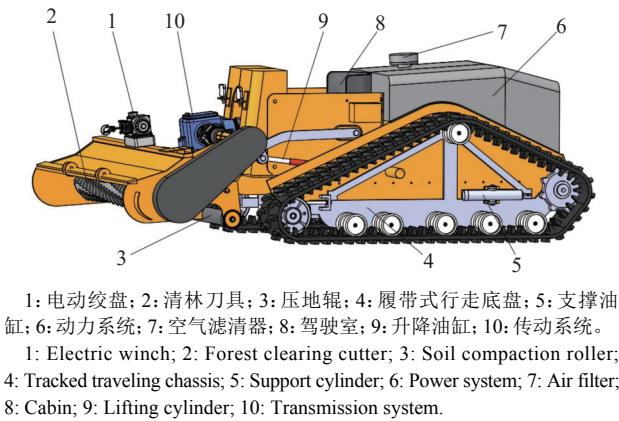


图 2 抚育清林机结构简图
Fig. 2 Structural schematic of the forest tending and clearing machine

1.2.1 履带设计 基于雪地作业环境,选用三角形布局加橡胶履带组合。三角形布局可以有效分散各方向的应力,使整个结构在应对不规则地形时维持整体平衡;橡胶履带质量比金属履带轻,能降低单位面积的接地比压,减小陷车风险。具体尺寸参数设计由下式给出:

$$\begin{cases} P = \frac{10^6 Mg}{A}, \\ A = 2BL \end{cases}, \quad (1)$$

式中, P 为单位接地比压, Pa ; M 为整机质量, kg ; g 为重力加速度,取 9.81m/s^2 ; A 为两侧履带总接地面积, mm^2 ; L 为履带接地长度, mm ; B 为履带宽度, mm 。

在雪地环境中,较低的接地比压能有效避免设备陷入雪层中,设计范围一般为 $5\sim15\text{ kPa}$,本文取 10 kPa 。根据总体设计方案进行估算,整机质量约为 $1\,000\text{ kg}$ 。由式 (1) 计算可得 $A=1\,020\,000\text{ mm}^2$; B 与 L 的比值为 $0.10\sim0.20$ ^[17],李亚涛等^[18]研究发现履带接地长度与轨距的比值应为 $1.3\sim1.7$,结合表 1 林间环境数据,最终取标准值 $B=300\text{ mm}$ 、 $L=1\,700\text{ mm}$,轨距 (B_1) 为 $1\,300\text{ mm}$,如图 3 所示。

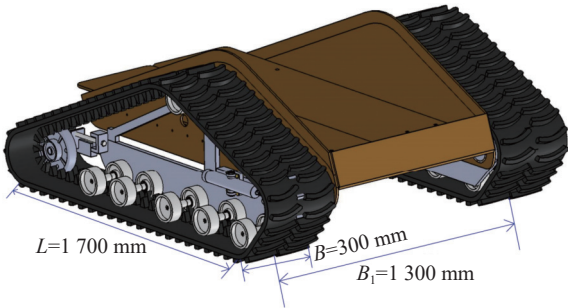
履带节距 (p) 经验计算公式为:

$$p = (15 \times 17.5)^4 \sqrt{Mg}, \quad (2)$$

计算得 $p=149.25\sim174.13\text{ mm}$,结合实际取标准值 $p=150\text{ mm}$ 。

1.2.2 动力设计 抚育清林机作业时消耗的总功率包括最大速度在极限坡面行驶所需的牵引功率和前置刀具切削灌木所需的切削功率。在 30° 极限坡面行驶时,设备必须克服坡面重力分力以及滚动阻力。此时,整机的牵引力 (F_t) 可以表示为:

$$F_t = Mg \sin \theta + f Mg \cos \theta, \quad (3)$$



L: 履带接地长度; B: 履带宽度; B₁: 轨距。
L: Track grounding length; B: Track width; B₁: Gauge.

图 3 底盘结构设计示意图
Fig. 3 Schematic design of chassis structure

式中, θ 为坡面角度, ($^{\circ}$); f 为滚动阻力系数 (雪地环境此值较低, 取值范围为 0.05~0.15, 本文取 0.10)。

设定最大速度为 8 km/h。在达到最大设计速度 (v_m) 时, 理论上所需的功率 (P_1) 计算公式为:

$$P_1 = \frac{F_t v_m}{\eta}, \tag{4}$$

式中, η 为传动系统综合效率 (一般取值范围为 0.5~0.9, 本文取 0.6)。根据上述公式可得 $P_1=21.3$ kW。

前置刀具的动力需求主要来源于刀具切削时所需的扭矩与角速度。刀具切削功率 (P_2) 计算公式为:

$$P_2 = \frac{T \omega}{\eta_c}, \tag{5}$$

式中, T 为切削过程中产生的平均扭矩, N·m; ω 为刀具的角速度, ($^{\circ}$)/s; η_c 为切削传递效率 (包括机械传动、动力转换效率, 取值范围一般为 0.7~0.9, 本

文取 0.7)。经测试得知刀具在标准作业条件下的平均扭矩为 200 N·m, 刀具以 1 200 r/min 运行时, 计算可得 $P_2=35.9$ kW。

在实际作业过程中, 刀具进入切削状态前还需克服灌木对刀具施加的推力, 从而消耗一定的额外动力。由表 1 可知, 灌木最大根部直径为 50 mm, 其所需的剪切推力 (F_p) 可以近似估算为:

$$F_p = \tau A_c, \tag{6}$$

式中, τ 为根部直径为 50 mm 灌木的有效剪切强度, 取 200 kPa; A_c 为其横截面积, mm²。计算可得 $F_p \approx 400$ N。

推力部分所需功率 (P_p) 计算公式为:

$$P_p = \frac{F_p v_p}{\eta_p}, \tag{7}$$

式中, v_p 为设备在推送过程中前进速度, 取 0.2 m/s; η_p 为推力传递效率, 取值范围一般为 0.7~0.9, 本文取 0.7。计算得 $P_p=114$ W。

综上, 抚育清林机作业时消耗的最大总功率为 57.31 kW, 为避免意外情况, 运行时需要一定的储备功率, 设储备系数为 1.2, 则总功率为 68.81 kW。因此选用常柴 4L98 柴油发动机, 最大输出功率 72.1 kW, 额定转速为 3 200 r/min, 排量为 2.83 L。

1.2.3 遥控设计 遥控系统主要由遥控发射器和信号接收器、离合电机组成, 如图 4 所示。

遥控发射器和信号接收器选用荆宁智联工业遥控系统, 采用高稳定性的无线通信技术, 空旷环境下的可靠传输距离可达约 200 m, 操作者能够在安全范围内对设备进行远程操控, 降低人工近距离操作时的安全风险。

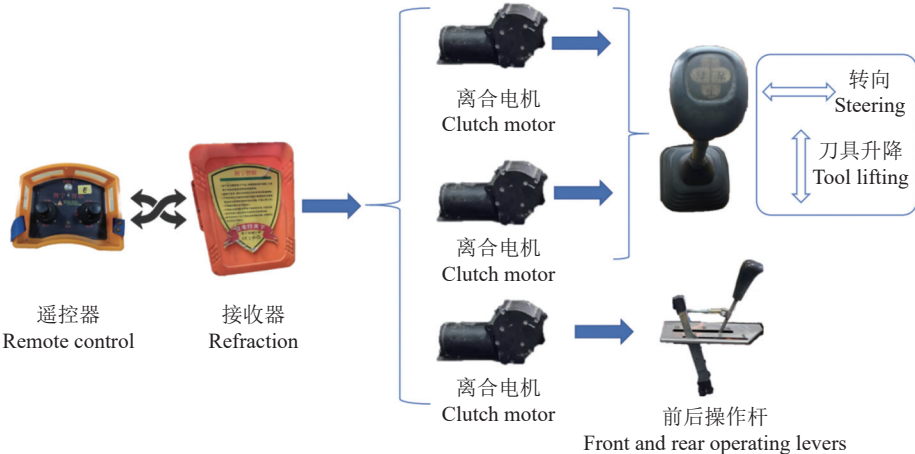


图 4 遥控系统示意图
Fig. 4 Schematic diagram of remote control system

2 通过性能分析

在积雪覆盖的东北林区,设备在林间运转时可能会遇到各种障碍,易发生打滑、陷入或转向困难等问题。为确保在雪地环境中的通过性,对抚育清林机底盘的直线行驶、转向、爬坡、越障等性能进行理论分析。

2.1 直线行驶性能

2.1.1 行驶阻力 整机在行驶过程中必然会产生内部与外部阻力。直线行驶时速度较小,通常不考虑加速度和空气阻力的影响。内部阻力来源于各零部件的振动与相互间摩擦产生的运动阻力^[19],主要包括履带与驱动轮、从动轮、支重轮、张紧轮等部件之间的摩擦,齿轮、轴承和联轴器等部件之间的摩擦,相关计算公式如下:

$$\begin{cases} F_3 = F_1 + F_2 \\ F_1 = \mu_t Mg \\ F_2 = \lambda Mg \end{cases}, \quad (8)$$

式中, F_3 为内部总阻力, N; F_1 为履带与驱动轮、从动轮、支重轮、张紧轮等部件之间的相互作用力之和, N; F_2 为齿轮、轴承和联轴器等部件之间的相互作用力之和, N; μ_t 为轮子与履带之间的摩擦系数(假设各个轮子所受正压力均匀分配),取 0.03; λ 为传动机构的经验摩擦因子,取 0.01,即传动机构内部摩擦约占整机重力的 1%。计算可得, $F_1=294.3$ N, $F_2=98.1$ N, $F_3=392.4$ N,由此可知,轮组摩擦力占内部总阻力的大部分。

外部阻力主要包括路面垂直变形形成的压地阻力和履带板抓地导致土壤剪切形变产生的推土阻力 2 种。由于土壤力学特性参数不同^[20-21],这些作用力会有较大的差异。

履带在负载作用下压缩土壤并引起土壤的垂直位移,这种垂直形变导致土壤对履带施加反向压力形成垂直方向的阻力^[22]。描述土壤承载作用的模型主要包括 Bekker、Reece 和 Korchunov 承压模型等^[23]。Bekker 承压模型应用最广,由 Bekker 承压模型得到沉陷量 (Z) 计算公式为:

$$Z = (G/LB) \left(1/k_c + 1/k_\phi \right)^n, \quad (9)$$

式中, k_c 为黏聚变形模数, kN/m^{n+1} ; k_ϕ 为摩擦变形模数, kN/m^{n+2} ; n 为沉陷系数。

在林间雪地环境中,地面力学特性呈现出显著的分层特征:顶层为力学性能相对较弱、易受压缩的积雪层;中层为具有较高的承载力和剪切刚度的冰雪层;底层为具有一定黏聚性和摩擦性的冻土

层。因此,在这种多层地面条件下,压地阻力需要分层建模,分别考虑各层的沉陷特性对总阻力的影响。

Bekker 模型通常在分层地面分析中采用独立叠加假设。假设每层沉陷量 (Z_i) 相互独立,总沉陷量 (Z_t) 计算公式为:

$$Z_t = Z_1 + Z_2 + Z_3, \quad (10)$$

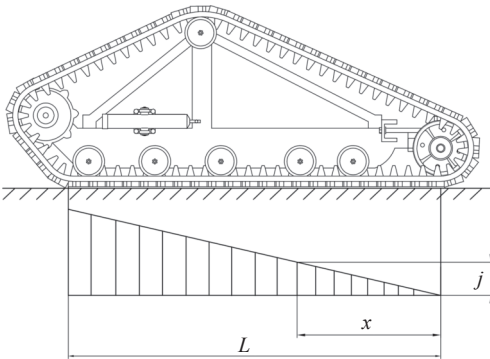
第 3 层冻土层距离较深,刚性较高,其沉陷量可忽略不计,即: $Z_3 \approx 0$ 。将以上公式代入 Bekker 阻力模型,推算出总压地阻力 (F_T) 为:

$$F_T = \sum_{s=1}^2 L(G/LB)^{n_s+1} \left(1/k_{c,s} + 1/k_{\phi,s} \right) / [(n_s + 1)B^{n_s+1}], \quad (11)$$

式中, $k_{c,1}$ 为积雪层的黏聚变形模数,取 1.0 kN/m^{n+1} ; $k_{\phi,1}$ 为积雪层的摩擦变形模数,取 1.5 kN/m^{n+2} ; $k_{c,2}$ 为冰雪层的黏聚变形模数,取 4.0 kN/m^{n+1} ; $k_{\phi,2}$ 为冰雪层的摩擦变形模数,取 5.0 kN/m^{n+2} ; n_1 为积雪层的沉陷系数,取 2, n_2 为冰雪层的沉陷系数,取 0.7。计算可得总压地阻力 $F_T=1543.4$ N。

推土阻力主要来源于履带与地面直接接触区域,由履带的履刺抓地使土壤发生剪切变形而产生。履带的履刺与地面接触时会对土壤施加一个向后的力导致土壤产生剪切应力。随着履带继续向前移动,这个力使土壤颗粒之间发生相对位移,形成剪切变形 (j),如图 5 所示,每个点的接地时间 (x) 取决于履带的速度和接地长度,接地时间越长,剪切变形越大。

对于林间雪地环境,积雪层与履带直接接触会因剪切变形产生推土阻力。冰雪层和冻土层与履带直接接触较少,产生的推土阻力可忽略不计。此时,推土阻力几乎完全由积雪层的剪切形变决定。基



j : 土壤的剪切形变; x : 接地时间; L : 履带接地长度。
 j : Shear deformation of soil; x : Ground contact time; L : Track contact length.

图 5 履带接地上各点土壤的剪切变形
Fig. 5 Shear deformation of soil at each point of track grounding

于 Bekker 模型推导出推土阻力 (F_x) 的计算公式为:

$$F_x = B(c + \gamma \tan \phi) \left[L - v_1 \left(1 - e^{-kvL/v_1} \right) / kv \right], \quad (12)$$

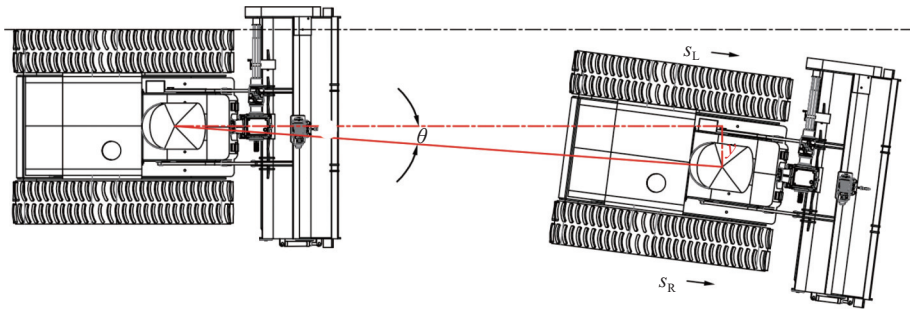
式中, F_x 为总推土阻力, N; k 为积雪层的剪切变形模数, 取 2.0 kN/m^2 ; c 为积雪层的黏聚系数, 取 2.0 kN/m^2 ; γ 为积雪层的单位体积重力, 取 200 N/m^3 ; ϕ 为积雪层的摩擦角, 取 15° ; v 为履带的滑移速度, m/s; v_1 为履带的实际速度, m/s。取 $v_1=v_m=2.2 \text{ m/s}$, $v=2 \text{ m/s}$, 计算可得总推土阻力 $F_x=2591.3 \text{ N}$ 。

2.1.2 行驶速度 履带行走系统的工作原理是驱动轮带动履带链转动。在实际运动过程中, 由于驱动轮与履带链啮合面摩擦系数不足、履带链张力不

均、载荷分布不合理等因素, 驱动轮与履带链之间常出现打滑现象, 进而导致履带链的运动速度无法恒定匹配驱动轮的理论线速度, 在考虑滑转的情况下, 滑转率 (s) 的计算公式为:

$$s = (v_t - v_1) / v_t. \quad (13)$$

理想情况下抚育机在直行时应沿直线前进。但受积雪层摩擦系数较低、驱动系统功率输出不均、履带与地面接触压力不平衡等因素影响, 设备可能会偏离直线行驶轨迹。假设雪地环境摩擦系数均匀、载荷分布对称且地形平坦, 在只考虑两侧履带滑转率差异导致偏移的情况下, 抚育清林机直行偏移量分析如图 6 所示。



s_L : 左侧履带的滑转率; s_R : 右侧履带的滑转率; θ : 车辆的偏移角。
 s_L : Slip ratio of the left track; s_R : Slip ratio of the right track; θ : Vehicle yaw angle.

图 6 抚育清林机直行偏移量分析
Fig. 6 Analysis of straight-line deviation of the forest tending and clearing machine

左、右履带的实际速度差 (Δv_1) 为:

$$\Delta v_1 = v_t(s_L - s_R), \quad (14)$$

偏移角 (θ) 为:

$$\theta = v_t(s_L - s_R)t/B, \quad (15)$$

偏移距离 (y) 为:

$y = [v_t(2 - s_L - s_R)/2]t \tan [v_t(s_L - s_R)t/B], \quad (16)$

式中, v_t 为履带的理论速度, m/s; t 为运动时间, s; s_L 、 s_R 分别为左、右侧履带的滑转率。

由式 (16) 可知, 左、右履带滑转率的差异是实际速度差的直接来源, 滑转率差异越大, 实际速度差越大。履带间距越大, 偏移角越小, 说明较大的履带间距有助于减小车辆偏移角。理论速度 (v_t) 直接影响车辆的偏移距离和速度, 速度越快则偏移距离明显增大。

2.2 转向性能

2.2.1 转向阻力矩 根据相关研究^[24-28], 设备在保证安全的前提下, 需满足重心相对于履带接地形心在纵向偏移距离 ($|e_y|$) \leq 履带接地长度的 $1/6$, 横向

偏移距离 ($|e_x|$) \leq 两履带间距的 $1/2$ 。

在 $|e_x| \leq B_1/2$ 、 $|e_y| \leq L/6$ 的偏移范围内, 假设履带接地压力在宽度方向均匀、在长度方向呈线性分布, 对履带前后载荷分配进行简化建模, 分别将左、右履带的比压函数记为 $P_1(y)$ 、 $P_2(y)$ 。通过力与力矩平衡引入修正项以表征横向、纵向偏移对载荷分配的影响, 可得如式 (17) 所示的履带比压分布:

$$\begin{cases} P_1(y) = G \left(1 - 2e_x/B_1 + 6e_y^2/B_1^2 \right) y/2BL \\ P_2(y) = G \left(1 + 2e_x/B_1 + 6e_y^2/B_1^2 \right) y/2BL \end{cases}. \quad (17)$$

为求解转向阻力矩, 需将这 2 条履带在长度方向上的载荷分配与摩擦力相结合, 并对履带纵向坐标进行单重积分, 在单侧制动工况下, 内侧履带被锁死, 即不输出力矩, 外侧履带到转向中心力臂近似履带间距, 即轨距 (B_1)。因此转向阻力矩如下式 (18) 所示:

$$\begin{cases} M_{\mu 1} = 0 \\ M_{\mu 2} = \int_{y=-L/2}^{L/2} \mu P_2(y) B B_1 dy, \\ M_{\mu} = M_{\mu 1} + M_{\mu 2} \end{cases}, \quad (18)$$

式中, M_μ 为总转向阻力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; $M_{\mu 1}$ 为内侧履带转向阻力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; $M_{\mu 2}$ 为外侧履带转向阻力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$, μ 为地面与履带间的摩擦系数, 取 0.7。

将式 (17) 代入式 (18) 计算可得:

$$M_\mu = \mu G B_1 L \left(1 + 2e_x/B_1 + 6e_y^2/B_1^2 \right) / 4, \tag{19}$$

根据仿真可知 $e_x=304\text{ mm}$, $e_y=131\text{ mm}$, 计算可得 $M_\mu=5\,798.7\text{ N}\cdot\text{m}$ 。重心同时存在横向与纵向偏移时, 二者共同决定转向阻力矩; 与 e_y 相关项为二次项, 表明 e_y 越大, 纵向偏移对载荷分配的影响越显著。

2.2.2 转向驱动力 抚育清林机采用单边制动转向, 转向时内侧履带单元制动, 外侧履带单元继续转动, 通过内、外侧履带的差速实现转向。转向时的内、外侧履带单元的牵引力 (F_{q1}) 和 (F_{q2}) 分别为:

$$\begin{cases} F_{q1} = 0 \\ F_{q2} = M_{\mu 2}/B_1 = \mu GL \left(1 + 2e_x/B_1 + 6e_y^2/B_1^2 \right) / 4 \end{cases}, \tag{20}$$

式中, F_{q1} 为内侧牵引力, N ; F_{q2} 为外侧牵引力, N 。由式 (20) 计算可知, $F_{q2}=4\,464\text{ N}$ 。当 $e_x>0$ (偏向外侧) 或 e_y 增大时, 外侧履带需提供更大的牵引力以克服转向阻力矩。

2.3 爬坡性能

2.3.1 纵向爬坡 在纵向坡面上, 设备的爬坡性能主要受牵引力、摩擦阻力、重力分力等影响^[29], 在存在一定推土效应的深度下陷场景, 为了更精准地描述行驶阻力, 将设备的摩擦阻力区分为推土阻力和压地阻力。由于行驶速度较小, 故爬坡时受到的空气阻力可忽略不计。

压地阻力 (F_{r1}) 主要来源于履带与松软雪层的接触区域, 由雪层被压实沉陷产生的反作用力构成, 若采用 Bekker 模型可写成:

$$F_{r1} = k_{s1}(Z_1)^n 2BL, \tag{21}$$

式中, F_{r1} 为爬坡条件下的压地阻力, N ; k_{s1} 为黏聚变形模数, kN/m^{n+1} ; Z_1 为积雪压缩形变量, m 。此处 F_{r1} 已视为沿坡面方向的有效值, 假定沉陷力可近似投影至行驶方向。

当机器在前方土壤/积雪产生明显堆积与剪切变形时, 可用剪切系数 (μ) 与黏聚项描述:

$$F_{r2} = \mu_s G \cos\alpha + k_{s1}(Z_2)^n, \tag{22}$$

式中, F_{r2} 为爬坡条件下的推土阻力, N ; μ_s 为积雪的剪切(摩擦)系数; α 为坡面与水平面的夹角, ($^\circ$); 其中 $\mu_s G \cos\alpha$ 表示土壤对机身前缘的摩擦阻力, Z_2 为

前方堆雪的黏聚变形量, m ; $k_{s1}(Z_2)^n$ 表示前方堆雪的黏聚变形项。

要保证抚育清林机能稳定爬坡, 需满足下式:

$$F_t \geq G \sin\alpha + F_{r1} + F_{r2}, \tag{23}$$

式中, F_t 为抚育清林机输出的牵引力, N 。

由上述公式可知, 在积雪环境下摩擦系数 (μ_s) 与压缩模量 (k_{s1}) 都是影响设备爬坡的重要因素。 μ_s 决定了前方积雪为抚育机提供的附着力, k_{s1} 控制积雪对履带的压实阻力, 二者共同影响设备的爬坡牵引力。

俯仰角是衡量设备坡面纵向行驶稳定性的关键参数^[30]。将最后一对支重轮与地面接触点视为绕行驶方向的旋转支点, 当重心的垂线刚好落在该支点上时, 即达到倾覆临界状态。倾覆条件主要受以下 2 个力矩的影响:

$$\begin{cases} M_1 = G(h_1 \cos\alpha + h_2 \sin\alpha) \\ M_2 = F_{N1} L \end{cases}, \tag{24}$$

式中, M_1 为倾覆力矩, 由设备重力在重心处产生, $\text{N}\cdot\text{m}$; M_2 为抗倾覆力矩, 由履带的接地力在接地中心处产生, $\text{N}\cdot\text{m}$; F_{N1} 为设备前支重轮与地面接触产生的支撑力, N ; h_1 为后支重轮到重心的水平距离 (650 mm), h_2 为后支重轮到重心的垂直距离 (435 mm)。

为了确保设备不发生倾覆, 必须满足 $M_2 \geq M_1$, 将上述公式代入整理得最大纵向爬坡角 (α_m):

$$\alpha_m = \arctan(h_2/h_1), \tag{25}$$

由式 (25) 可知, 设备的可爬坡最大角约为 33.7° 。该极限条件取决于重心位置(水平投影距离与垂直高度)及后支重轮与地面接触点的几何布局, 重心越低、后支点到重心的水平投影越小, 设备纵向倾覆的极限坡度越大。在实际中因雪地沉陷、附着力与动力等综合因素的影响, 整机可达到的最大爬坡角度往往小于 α_m 。

2.3.2 横向爬坡 在横坡环境中, 设备主要受到重力的横向分力、履带附着力及地面反作用力的影响^[31-32]。当抚育清林机在横坡上稳定行驶且不发生侧滑时, 存在:

$$\phi_n G \cos\beta = G \sin\beta, \tag{26}$$

式中, ϕ_n 为履带与坡面间的横向附着系数, 积雪环境中取 0.35; β 为坡面横向倾角, ($^\circ$)。

将以上条件整理如下:

$$\phi_n \geq \tan\beta, \tag{27}$$

由此可知, 当式 (27) 成立时, 能够保证设备在横坡环境中不发生侧滑, 计算可得 $\beta=19.3^\circ$ 。

侧倾角是衡量横坡行驶稳定性的一个重要指标, 假设设备整体刚性, 不考虑侧滑影响。横坡行驶时履带接地面两侧支撑力不均, 点 A 处支撑力为:

$$N_1 = G \cos \beta (B_1/2 + e_x) - G \sin \beta,$$
(28)

式中, N_1 为地面对上侧履带的支撑力, N 。

当支撑力 (N_1)= 0 时, 车辆达到侧翻临界状态, 此时可以通过力矩平衡条件求解出最大侧倾角 (β_m)。

$$\beta_m = \arctan [(B_1/2 + e_x)/h_2],$$
(29)

计算可得 $\beta_m \approx 38^\circ$, 履带轴距、重心高度和横向偏移量会影响侧向稳定性, 因此优化设备宽度和调整重心位置可以提高横坡行驶稳定性。

2.4 越障性能

2.4.1 跨越壕沟 抚育清林机跨越壕沟的过程可以分为 3 个主要阶段, 前端进沟、悬跨过沟及后端离地。前端进沟阶段, 前端履带开始接触壕沟边缘直至重心作用线与壕沟左侧线重合, 后部履带仍然保持在平坦地面上, 整体设备呈现前倾趋势。当设备的重力作用线与沟壑左边缘线重合时, 达到极限状态。

$$\begin{cases} M_3 = Gx_r \\ M_4 = N_f(L_t - x_r) \end{cases},$$
(30)

式中, M_3 为重力对 O_r 支点产生的绕轴力矩; M_4 为其他外力对 O_r 支点产生的绕轴力矩, $N \cdot m$; N_f 为前端支点的法向支撑力, N ; x_r 为 O_r 支点到重心在水平方向的距离; L_t 为履带与地面实际接触的长度, m 。当后端即将离地, 设备发生前翻, 前端搭在壕沟边缘时的临界跨越距离 (X_1)=1 050 mm。

悬跨过沟阶段, 设备的前端履带已接触壕沟边缘, 重心作用线从壕沟左侧线逐渐靠近右侧线。当重力作用线与壕沟右侧线重合时, 地面对履带的支撑力逐渐减小至 0, 后端履带开始离开地面, 设备达到极限状态。

$$\begin{cases} M_5 = Gx_f \\ M_6 = N_r(L_t - x_f) \end{cases},$$
(31)

式中, M_5 为重力对 O_f 支点产生的绕轴力矩; M_6 为其他外力对 O_f 支点产生的绕轴力矩, $N \cdot m$; N_r 为后端支点的法向支撑力, N ; x_f 为 O_f 支点到重心在水平方向的距离, m 。当前端即将离地, 设备后翻, 后端搭在壕沟边缘时的临界跨越距离 (X_2)=650 mm。

后端离地阶段, 设备后端完全离开左侧地面且没有坠落, 重心作用线从壕沟右侧继续向右移动。综合考虑前端进沟和后端离地阶段的力学平衡条件, 需确保在前端进沟阶段重心作用线逐渐接近壕沟边缘时避免前倾失衡, 在后端离地阶段后端履带即将离开地面时防止设备后端坠入壕沟, 因此可得最大临界跨越距离 (X_{max}):

$$X_{max} = \min(X_1, X_2),$$
(32)

由式 (32) 可知, X_{max} =650 mm。若要提升抚育清林机跨越沟壑能力, 在结构允许范围内优化整机重心位置, 将整机重心尽量靠近履带中部。

2.4.2 翻越障碍 与跨越壕沟类似, 翻越障碍的过程可以分为 2 个阶段, 第 1 阶段履带前端向上爬升, 重心逐渐后移, 直至重心作用线与障碍前端支点线重合。若此时设备重心作用线落在左支点作用线左侧, 重力产生翻倒力矩导致无法翻越; 若重心作用线落在左支点作用线右侧, 则机器能维持平衡并进一步抬升后端。第 2 阶段后端履带离开地面, 设备的重心作用线越过障碍前端支点线。设备由不稳定状态恢复至稳定状态, 整个翻越过程完成。

最大越障高度是衡量设备越障能力的关键指标, 为了进一步量化设备的越障性能, 需要对设备的最大越障高度进行分析。综合第 1、2 阶段的力学平衡条件, 最大越障高度 (H_{max}) 计算公式为:

$$H_{max} = (L_t - a) \tan \theta_1,$$
(33)

式中, L_t 是履带前后接地点的水平距离; a 是履带前端到障碍前端支点的水平距离, mm ; θ_1 是可倾斜的极限角度, ($^\circ$)。将重心到后支重轮水平距离 650 mm、重心到履带垂直距离 435 mm 代入软件模型计算可得 H_{max} =268 mm, θ_1 =33.7°。综上, 适度加长履带和调整重心位置, 避免前端过长占用可抬升距离即可显著提升设备的越障性能。

3 行驶通过性仿真分析

3.1 仿真模型建立

为研究履带车辆在积雪层、冰雪层及冻土层等复杂地形上的行驶通过性, 本文采用 RecurDyn 多体动力学仿真软件^[33]进行仿真分析, 并基于 Track-LM 低速履带仿真模块^[34]建立履带行走系统。

由于 RecurDyn 仅支持单层土壤参数, 而本文在理论分析中针对积雪层、冰雪层和冻土层分别给出了黏聚变形模数、摩擦变形模数等数据, 为实现仿真与理论的衔接, 本研究将设备对雪地各层的影响进行多组试验, 试验数据见表 2。

表 2 设备对雪地各层的影响试验
Table 2 Impact of equipment on snow layers

序号 No.	试验前厚度/mm Pre-test thickness			试验后压缩量/mm Post-test compression		
	积雪层	冰雪层	冻土层	积雪层	冰雪层	冻土层
	Snow cover layer	Ice-snow layer	Frozen soil layer	Snow cover layer	Ice-snow layer	Frozen soil layer
1	310	100		250	60	0
2	190	80		150	30	30
3	270	100		200	50	20
4	350	130		280	60	0

基于试验数据选取厚度与压缩量双重加权平均法将 3 层参数合并为 1 组等效参数。设积雪层、冰雪层、冻土层的厚度分别为 h_1 、 h_2 、 h_3 ；压缩量分别为 d_1 、 d_2 、 d_3 。对每个土壤力学参数均进行加权平均，各层加权系数 w_i 为：

$$w_i = h_i \Delta_i / \sum_{i=1}^3 h_i \Delta_i, \tag{34}$$

以等效黏聚变形模量 (k_{ce}) 为例：

$$k_{ce} = \sum_{i=1}^3 h_i \Delta_i k_{c,i} / \sum_{i=1}^3 h_i \Delta_i, \tag{35}$$

计算可得： $w_1:w_2:w_3=0.91:0.06:0.03$ 。结合上述公式设置履带与土壤接触参数，如表 3 所示。

表 3 履带与土壤接触参数
Table 3 Track-soil contact parameters

雪地层 Snow layer	摩擦变形模量/ [kN·m ⁻⁽ⁿ⁺²⁾] Frictional deformation modulus	黏聚变形模量/ [kN·m ⁻⁽ⁿ⁺¹⁾] Cohesive deformation modulus	沉陷模量/ (kN·s·m ⁻¹) Settlement modulus	承载力/ kPa Bearing capacity	剪切内阻力/kN Internal shear resistance	剪切变形模量/ (kN·m ⁻¹) Shear deformation modulus
积雪层 Snow cover layer	1.5	1.0	2.5	5.0	15.0	1.0
冰雪层 Ice-snow layer	5.0	4.0	1.1	100.0	40.0	4.0
冻土层 Frozen soil layer	8.0	10.0	1.2	40.0	50.0	2.5
等效层 Equivalent layer	2.0	1.5	2.4	11.8	17.6	1.2

(0~10 s) 偏航角并非完全为 0，这是由于履带与地面之间存在滑移，偏航角基本保持在 0°~5°，表明设备直线行驶，且稳定性较好。在 10~15 s 转向阶段，偏航角曲线迅速上升并伴随较大波动，对应的 y 轴角速度在该阶段也呈现剧烈波动，这一现象主要原因是设备转向时的惯性作用与地面反作用力分布不均，导致设备姿态出现扰动。

3.2 仿真结果分析

3.2.1 直行与转向 在 RecurDyn 的 Track-LM 模块中，设置仿真总时间为 25 s，其中来、回 2 段直行共计 20 s，转向 5 s；行驶速度为 0.5 m/s；转向方式为单边制动转向，速度保持为 0.5 m/s；无障碍物和复杂地形，仿真过程未考虑附加阻力和外界扰动。测量设备的偏航角和 y 轴角速度 (RecurDyn 软件中 y 轴是重力的反方向)，仿真结果如图 7 所示。

由仿真结果 (图 7) 可知，运行 10 s 后设备进入转向阶段，偏航角发生明显变化，从 0°~5°迅速增加，并在 5 s 后逐渐稳定至 175°~180°，表明设备已完成转向动作。从偏航角曲线可以看出，直行阶段

3.2.2 爬坡 在 RecurDyn 的 Track-LM 模块中，设置爬坡试验时间为 20 s；行驶速度恒定为 0.3 m/s；设置纵坡坡度为 15°、20°、25°、30°和 35°。测量模型的 z 轴角速度，得到仿真结果 (图 8)。

仿真结果 (图 8) 表明，模型能够顺利通过 15°~35°纵坡的爬坡试验。在 15°~25°坡面条件下，模型的 z 轴角速度波动较小，整机行驶姿态稳定。

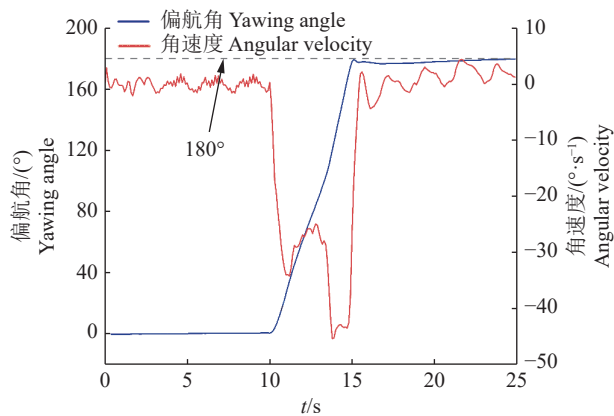


图 7 偏航角与 y 轴角速度仿真结果

Fig. 7 Simulation results of yaw angle and y-axis angular velocity

随着坡面角度增大至 30°~35°, z 轴角速度的波动幅度逐渐加大, 模型受到的侧向扰动增强, 行驶稳定性下降。特别是在 35°条件下, 仿真曲线上出现一段相对平稳的波动区间, 表明模型发生了侧滑。造成这一现象的主要原因是履带与地面之间的接触力分布不均导致履带附着力降低, 模型在爬坡过程中难以保持直线行驶状态。

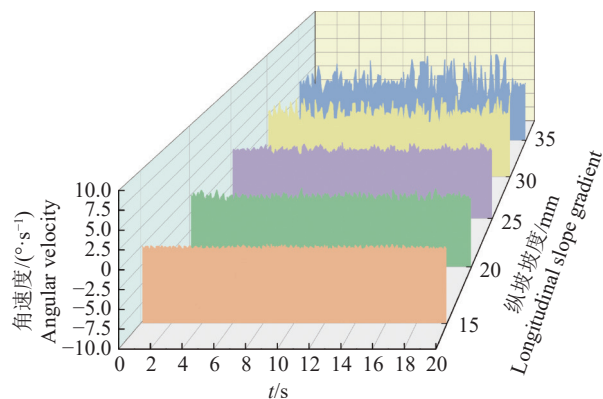


图 8 z 轴角速度仿真结果

Fig. 8 Simulation results of z-axis angular velocity

在 RecurDyn 的 Track-LM 模块中, 设置横坡坡度分别为 10°、15°、20°、25°和 30°, 每组仿真时间为 20 s, 设备的行驶速度均为 0.3 m/s, 得到图 9 所示的仿真结果。由仿真结果 (图 9) 可知, 除在横坡 30°发生侧翻外, 其他均顺利通过。在 10°~20°斜坡条件下, x 轴角速度曲线呈现小幅波动, 波动幅度随坡度增加而略有增大, 说明履带与坡面间的附着力较大, 模型横向稳定性良好。从 25°斜坡开始, x 轴角速度明显增大, 出现侧滑, 模型状态趋于不稳定。在 30°斜坡条件下, 行驶至一半路程时模型达到稳定性极限, x 轴角速度失控并迅速突破临界值, 最终滑离坡面, 仿真结束。

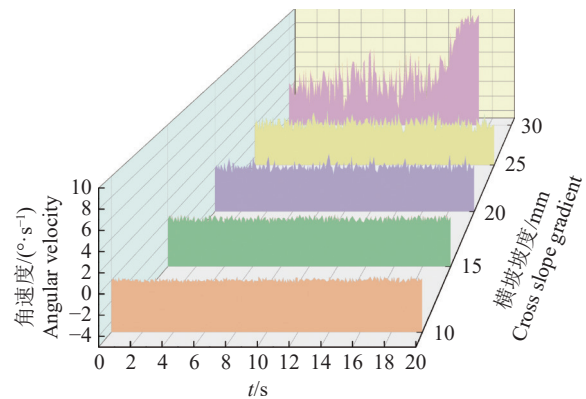


图 9 x 轴角速度仿真结果

Fig. 9 Simulation results of x-axis angular velocity

3.2.3 越障 在 RecurDyn 的 Track-LM 模块中, 壕沟宽度分别设置为 400、500、600 和 650 mm; 仿真总时间为 20 s, 行驶速度恒定为 0.3 m/s, 得到如图 10 所示的俯仰角仿真结果。由仿真结果 (图 10) 可知, 除 650 mm 壕沟未通过外, 其余全部通过。在 400 mm 壕沟条件下, 模型在跨越过程中俯仰角变化较小, 波动幅度为 ±2°范围内, 基本保持平稳。在 500~600 mm 壕沟条件下, 模型俯仰角逐渐增大, 跨越时车身略有前倾现象且出现短暂波动, 最大变化幅度达到 ±8°, 整体变化仍在可控范围内。在 650 mm 壕沟条件下, 模型俯仰角波动超过 ±10°, 重心超出壕沟边缘支撑范围, 模型失去平衡导致前倾栽入壕沟内。

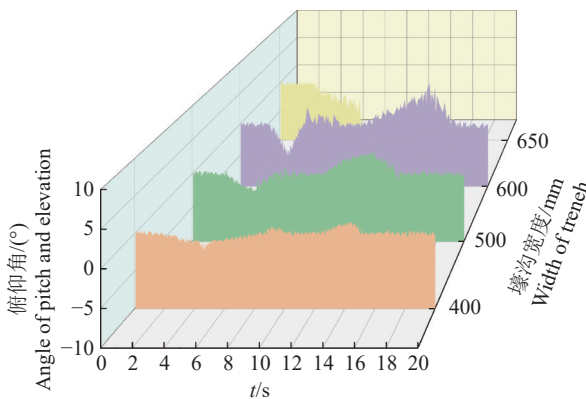


图 10 跨越壕沟俯仰角仿真结果

Fig. 10 Simulation results of pitch and elevation angle

在 RecurDyn 的 Track-LM 模块中, 设置障碍高度分别为 150、200、300 和 350 mm; 仿真总时间为 20 s, 行驶速度恒定为 0.3 m/s, 得到如图 11 所示的俯仰角仿真结果。由仿真结果 (图 11) 可知, 模型在 400 mm 条件下未翻越成功, 350 mm 及以下都成功翻越障碍。200 mm 条件下, 俯仰角变化较小, 最大波动幅度约为 ±3°, 车身基本保持平稳, 未出现明显偏移。250~350 mm 条件下, 俯仰角逐步增加,

重心前移但仍处于稳定区域。350 mm 条件下, 俯仰角最大波动达到 10°, 翻越过程中车身出现较大前倾, 后端支撑力明显减弱。400 mm 条件下, 由于履带前端接触障碍物后, 前履带无法提供足够的牵引力, 模型出现打滑现象。

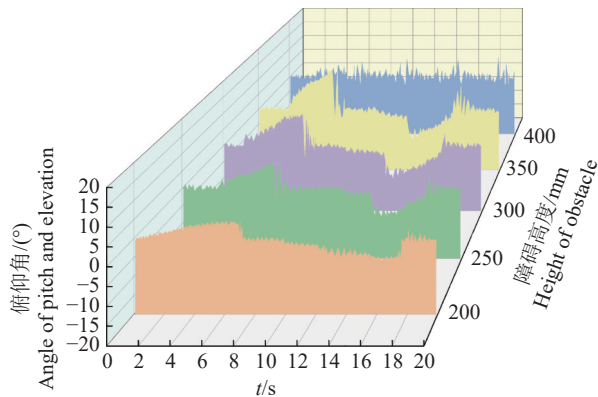


图 11 翻越障碍俯仰角仿真结果

Fig. 11 Simulation results of pitch and elevation angle for overcoming obstacles

4 林间试验

4.1 试验条件

试验地址为黑龙江省绥化市庆安县金沟林场, 该场地为积雪覆盖的冻土环境, 积雪厚度约为 15~20 cm, 冰雪层厚约 4~7 cm, 地表温度约为 -10 °C~-15 °C, 无大风, 满足冰雪路面试验需求。试验测量设备为高精度六轴倾角传感器 HWT6052, 传感器安装于底盘质心处, 确保数据采集的准确性。

4.2 结果与分析

针对底盘在冰雪环境下的直线行驶与转弯性能, 选定 20 m×5 m 的试验区域, 并在试验起点处标定中心线。设定行驶速度恒定为 0.5 m/s, 总时间为 25 s。试验重复 5 次。试验内容分为直线行驶与转弯试验 2 部分: 直线行驶部分测量底盘沿标准中心线的偏移量, 记录各点偏移量数据, 并计算偏移率(ϵ):

$$\epsilon = y/S_L, \tag{36}$$

式中, y 为底盘中心距离标准中心线的偏移距离, m; S_L 为第一段直线行驶的水平距离, m。

由试验数据 (表 4) 可知, 在第一段直线行驶阶段, 底盘沿中心线行驶时的偏离量平均为 648 mm, 偏移率平均为 12.9%。从整体数据来看, 偏移量与偏移率的波动幅度较小, 整机运行状态较为平稳, 履带与地面之间的滑移较轻微, 对直线行驶性能的影响较小。底盘在制动转弯过程中实际测得的转弯半径均值为 1 561 mm, 略大于理论值 1 500 mm,

这一差异主要是由于冰雪环境下地面摩擦力明显减小, 地面与履带间相互作用力不均匀导致产生轻微的滑移现象。

表 4 直行与转弯试验结果
Table 4 Results of straight and turning experiments

序号	偏移量/mm	偏移率/%	转弯半径/mm
No.	Lateral displacement	Deviation rate	Turning radius
1	674	13.5	1 632
2	705	14.0	1 501
3	628	12.6	1 553
4	596	12.0	1 556
5	639	12.7	1 561
均值	648	12.9	1 561
Average			

针对爬坡进行试验验证, 在纵向爬坡试验中, 设置坡度分别为 15°、20°、25°、30°和 35°; 试验总时间为 20 s, 行驶速度恒定为 0.3 m/s, 结果发现: 15°~30°通过, 35°失败。在横向爬坡试验中, 设置坡度分别为 10°、15°、20°、25°和 30°; 试验总时间为 20 s, 行驶速度恒定为 0.3 m/s, 结果发现: 10°~25°通过, 30°失败。

由传感器记录实际的角速度与仿真试验对比如图 12 所示。在横向爬坡试验中, 从整体趋势来看, 两者具有较高的一致性。实测数据的波动幅度略大, 原因是履带与地面接触过程中存在滑移现象, 从而影响设备的稳定性。在坡度为 30°时, 模型出现打滑与重心偏移严重的情况, 最终系统失稳, 从坡面上滑落导致仿真提前结束, 仿真时间不足 20 s; 在实际试验时, 设备也出现打滑现象, 在 16 s 时滑落到水平地面, 为保证安全对设备进行熄火处理。

针对越障进行试验验证, 在跨越壕沟试验中, 设置壕沟宽度分别为 400、500、600 和 650 mm; 试验总时间为 20 s, 行驶速度恒定为 0.3 m/s, 结果发现壕沟宽 400~600 mm 时通过, 650 mm 未进行试验。在翻越障碍试验中, 设置障碍高度分别为 200、250、300 和 350 mm; 试验总时间为 20 s, 行驶速度恒定为 0.3 m/s, 结果发现障碍高度为 200~300 mm 时通过, 350 mm 失败。

由传感器记录的俯仰角数据与仿真对比如图 13 所示。从仿真分析与试验数据对比 (图 13) 可见, 在不同障碍高度下的俯仰角变化趋势基本一致, 设备在试验中多次出现打滑现象导致数据相较于仿真波动幅度较大, 车辆姿态调整更加频繁。在 350 mm 障碍高度条件下, 试验中多次出现短暂的

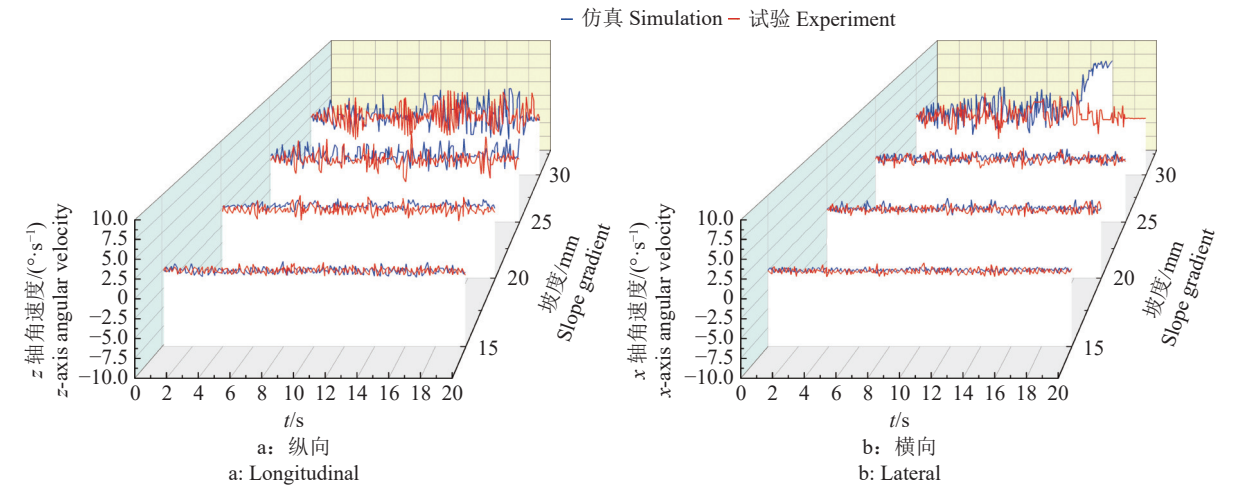


图 12 爬坡试验与仿真的角速度对比

Fig. 12 Angular velocity comparison between climbing experiment and simulation

抬升和滑移现象,前端始终未能完全抬升。在跨越壕沟试验中,仿真和试验总体趋势上保持较高的一致性,随着壕沟宽度的增加,试验数据在某些时间段内波动更大,实际翻越过程中受到了更复杂的动态影响。在 600 mm 壕沟宽度条件下,实际测试中

出现短暂的失稳现象,车身出现较大幅度的前倾和后仰,为确保设备安全,未进行 650 mm 壕沟跨越试验。综上所述,该底盘具有良好的雪地行驶性能,能够满足实际作业需求。

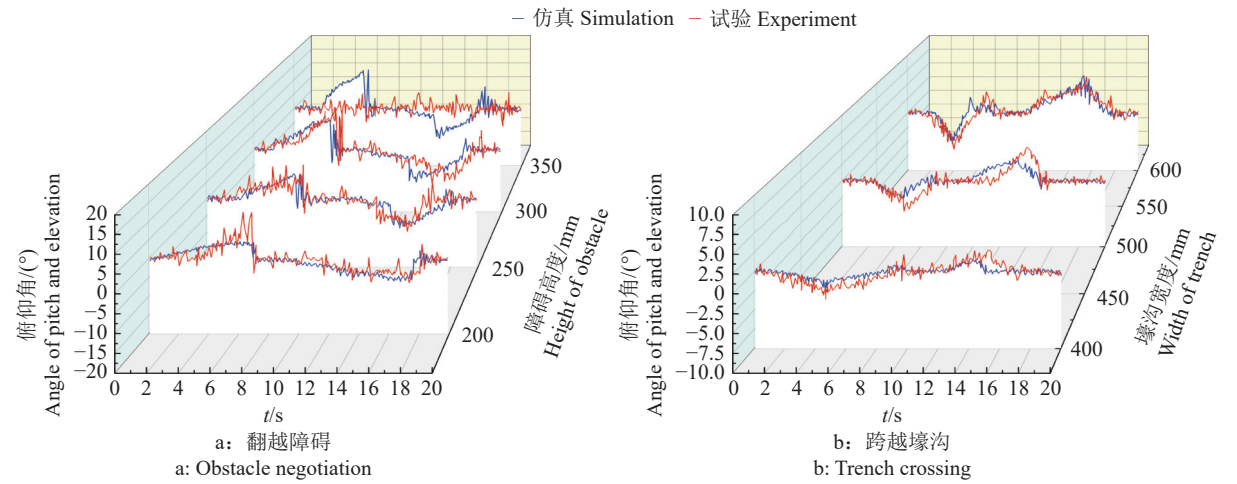


图 13 试验与仿真分析中的俯仰角对比

Fig. 13 Pitch and elevation angle comparison between experiment and simulation

5 结论

1) 针对设计的遥控自走式抚育清林机进行理论分析,分析了影响抚育清林机通过性能的主要因素,包括履带接地长度、重心偏移量、地面附着力与坡面角度等参数,明确了这些因素对设备通过性和稳定性的影响。

2) 基于 RecurDyn 软件建立了抚育机与地面接触的多体动力学仿真模型,得到该设备的通过性能参数:纵向爬坡角度 35°、横向爬坡角度 25°、翻越障碍高度 350 mm、跨越壕沟宽度 600 mm,仿真结果表明设备具有相对稳定的爬坡、越障性能。

3) 经林间试验验证,抚育机履带底盘在冰雪环境下的直线行驶、转向、爬坡及越障性能与仿真结果基本吻合。其直线行驶偏移率为 12.9%,转弯半径平均为 1 561 mm,能够顺利跨越 600 mm 壕沟与翻越 300 mm 障碍,纵向爬坡 30°,横向爬坡 25°。满足林区雪地环境下对抚育清林机行驶通过性能的设计要求。

参考文献:

[1] 曾伟生, 孙乡楠, 王六如, 等. 东北林区 10 种主要森林类型的蓄积量、生物量和碳储量模型研建[J]. 北京林业大学学报, 2021, 43(3): 1-8.

[2] 宋建国. 林业种植过程中的幼林抚育技术[J]. 河北农机, 2024(12): 124-126.

[3] 陈江华, 叶祥勇. 森林抚育经营技术要点与应用研究[J]. 中国林业产业, 2024(8): 111-112.

[4] BAEK K, LEE E, CHOI H, et al. Impact on soil physical properties related to a high mechanization level in the row thinning of a Korean pine stand[J]. Land, 2022, 11(3): 329.

[5] YANG Y, DONG Q, YANG J, et al. Effect of forest thinning on soil phosphorus stocks and dynamics on a global scale[J]. Forests, 2024, 15(2): 362.

[6] 李善军, 陈辉龙, 彭际博, 等. 丘陵山地果园全液压遥控式履带动力底盘设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(2): 119-127.

[7] 李轩宇. 山地果园多功能履带车抗侧翻设计与仿真[J]. 林业机械与木工设备, 2024, 52(12): 77-80.

[8] 赵智宇, 朱立成, 周利明, 等. 丘陵果园除草机器人底盘系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(S1): 48-57.

[9] 宫庆福, 宋月鹏, 任龙龙, 等. 国内丘陵山地果园动力底盘发展现状与趋势[J]. 农机化研究, 2025, 47(9): 1-8.

[10] 裴超能, 戴飞, 史瑞杰, 等. 丘陵山地履带式藜麦联合收割机底盘爬坡性能仿真分析与试验[J]. 干旱地区农业研究, 2025, 43(1): 287-298.

[11] 周承成, 索利利, 任宁, 等. 丘陵山地小型履带式底盘的仿真与试验[J]. 农机化研究, 2025, 47(10): 275-283.

[12] 黄泽凯, 李煜东, 黄增航, 等. 一种丘陵山地农田自适应机械底盘结构设计与试验[J]. 南方农机, 2023, 54(23): 31-35.

[13] 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.

[14] 王慧, 安洋, 崔生乐, 等. 自适应调节重心林间运输车设计与仿真[J]. 中国农机化学报, 2024, 45(3): 148-155.

[15] 孙术发, 任春龙, 涛李, 等. 基于履带式底盘的改进型森林消防车通过性[J]. 农业工程学报, 2018, 34(17): 61-67.

[16] 陈铭, 李耀翔, 刘世国. 林用轮-履复合底盘变形机构参数分析[J]. 木材加工机械, 2018(2): 29-33.

[17] 孙振杰, 刘俊峰, 李彩凤, 等. 微型农用履带式行走装置的设计方法[J]. 农机化研究, 2011, 33(10): 55-58.

[18] 李亚涛, 李尚平. 履带式小型甘蔗收割机物流仿真及布局分析[J]. 钦州学院学报, 2006, 21(6): 72-74.

[19] 孙景彬, 曾令坤, 应婧, 等. 农业履带底盘关键技术研究现状与展望[J]. 农业机械学报, 2024, 55(11): 202-220.

[20] 王海霞, 卢立富, 李加坤, 等. 履带式农机底盘在超湿黏土地面的通过性研究[J]. 山东交通学院学报, 2023, 31(3): 1-6.

[21] 杨用增, 安林超. 履带式行走机构越障性能影响因素分析[J]. 机械设计与制造, 2021(8): 216-220.

[22] 李维兴, 刘庆庭, 张豪杰. 四履带式甘蔗收割机越障性能仿真与试验[J]. 农机化研究, 2025, 47(1): 226-233.

[23] 黄雪涛, 谢虎, 李加坤, 等. 履带式农业装备黏土土壤通过性研究[J]. 中国农机化学报, 2023, 44(6): 114-119.

[24] 焦宏章. 履带式车辆转向阻力矩分析[J]. 太原科技大学学报, 2020, 41(1): 37-40.

[25] 王红岩, 陈冰, 芮强, 等. 集中载荷作用下的履带车辆稳态转向分析与试验[J]. 兵工学报, 2016, 37(12): 2196-2204.

[26] 韩彦勇, 都兴隆. 水田土壤参数对履带式收获机转向阻力的影响[J]. 江苏农业科学, 2017, 45(18): 214-217.

[27] 乔曙光. 排爆机器人四履带底盘转向驱动力计算及特性分析[J]. 机械研究与应用, 2022, 35(5): 69-73.

[28] 韩彦勇, 郑喜贵. 履带式联合收获机水田作业小半径转向阻力研究[J]. 江苏农业科学, 2017, 45(2): 213-216.

[29] 韩振浩, 朱立成, 苑严伟, 等. 山地果园履带底盘坡地通过性能分析与优化设计[J]. 农业机械学报, 2022, 53(5): 413-421.

[30] 李德才, 张滨, 杨春梅, 等. 大径级疫木粉碎装备的履带底盘机构设计与仿真分析[J]. 森林工程, 2025, 41(2): 360-368.

[31] 孟晗, 王展旭, 邹玉静. 基于 RecurDyn 的履带采摘机器人统一动力学分析[J]. 计算机与数字工程, 2024, 52(11): 3237-3241.

[32] 宫庆福, 宋月鹏, 郭晶, 等. 基于 RecurDyn 的小型履带式动力底盘设计与仿真分析[J]. 农业工程, 2024, 14(10): 76-82.

[33] 王岳斌, 刘俊萍, 张涵, 等. 丘陵坡地自走式喷洒装置通过性能分析与试验[J]. 排灌机械工程学报, 2025, 43(2): 202-208.

[34] 姚一, 鞠全勇, 宋凯, 等. 消防机器人履带底盘设计与仿真[J]. 机械制造与自动化, 2025, 54(1): 128-130.

【责任编辑 霍 欢】