doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.09.011

丘陵山地履带运输底盘旋转式重心调控系统设计与试验

贺德强[1,2]　刘　超[1]　周文涛[1]　靳震震[1,2]　李宏伟[1,2]

(1.广西大学机械工程学院,南宁 530004;2.广西制造系统与先进制造技术重点实验室,南宁 530004)

摘要:为提高小型履带运输底盘在热区丘陵山地坡陡、沟深、地块零散工况下的稳定性与越障能力,设计了一种通过旋转方式主动调节重心的履带运输底盘。根据丘陵作业环境特点,构建考虑偏航角的坡地准静态通过性模型,在此基础上提出旋转式重心调节机构,并完成关键参数选型与质心偏移解析计算。对配重径向位移与回转角度进行参数遍历数值计算,定量求解最优配重组合,基于 RecurDyn 搭建虚拟样机,开展连续爬坡和斜向跨台阶、壕沟动力学仿真,并通过实物样机测试系统功能。结果表明,在数值计算、动力学仿真和样机试验中,整机重心位置经调控后,底盘的倾覆临界坡角相比调控前分别提升约 6.7%、13.0% 和 12.5%,最大可跨台阶高度在 10°坡度下相比调控前分别提升约 23.6%、20.5% 和 21.2%,最大可跨壕沟宽度在 10°坡度下相比调控前分别提升约 17.9%、16.7% 和 17.5%。提出的旋转式重心调控结构能够显著改善丘陵山地履带运输底盘的稳定性与越障能力。

关键词:热区丘陵山地;履带运输底盘;重心调控系统;偏航角;多体动力学仿真

中图分类号:S229⁺.1　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2026)09-0116-11　　**OSID**:

Design and Testing of Rotary Center of Gravity Adjustment System for Crawler Chassis in Hilly Terrain

HE Deqiang[1,2]　LIU Chao[1]　ZHOU Wentao[1]　JIN Zhenzhen[1,2]　LI Hongwei[1,2]

(1. *School of Mechanical Engineering*, *Guangxi University*, *Nanning* 530004, *China*

2. *Guangxi Key Laboratory of Manufacturing System and Advanced Manufacturing Technology*, *Nanning* 530004, *China*)

Abstract: Aiming to improve the stability and obstacle-crossing capability of small tracked transport equipment operating in tropical region hilly areas, a tracked chassis with a rotary center-of-gravity (CG) adjustment mechanism was developed. Based on the operating environment and requirements, a quasi-static slope passability model incorporating yaw angle was established. A rotary center of gravity adjustment mechanism was proposed, and the selection of key parameters and the analytical calculation of the center of mass offset were completed. A parametric numerical study was conducted with respect to the counterweight radial displacement and rotation angle to identify the optimal counterweight configuration. Subsequently, a multibody dynamics prototype was built in RecurDyn, and dynamic simulations of continuous slope climbing as well as oblique step and trench crossing were performed. Functional validation was further carried out on a physical prototype. Results from numerical analysis, multibody dynamics simulations, and prototype tests consistently showed that, compared with the non-adjusted condition, the optimal counterweight adjustment increased the critical rollover slope angle by approximately 6.7%, 13.0%, and 12.5%; at a 10° slope, the maximum step-crossing height was improved by about 23.6%, 20.5% and 21.2%; and at a 10° slope, the maximum trench-crossing width was enhanced by approximately 17.9%, 16.7%, and 17.5%. The proposed rotary CG adjustment mechanism significantly enhanced chassis stability and obstacle-surmounting performance in hilly terrain, providing design-oriented analytical and experimental evidence for stability improvement of small tracked agricultural platforms in complex orchard and forest environments in tropical regions.

Key words: tropical region hilly areas; crawler chassis; center of gravity adjustment system; yaw angle; multibody dynamics

收稿日期:2026-01-28　修回日期:2026-02-06

基金项目:广西科技创新平台计划项目(桂科 LT2504240037、桂科 AB25069280)和广西研究生创新项目(YCSW2025067)

作者简介:贺德强(1973—),男,教授,博士,主要从事智能农林装备、大型装备故障诊断和智能运维研究,E-mail:hdqlqy@gxu.edu.cn

0　引言

丘陵山区是我国热区农业的主要生产区域，其地形特征表现为坡陡、沟深、地块零散，严重制约了农用运输装备的作业效率与安全性[1-3]。相较于轮式底盘，履带底盘凭借低接地比压与强牵引力成为丘陵地形下的主流方案[4-7]。但因其重心位置固定，在坡地作业时容易因倾覆力矩增大而导致稳定性不足、越障能力下降[8-11]。因此，为了改善丘陵山地运输装备底盘的通过性，开展重心主动调节结构设计方法具有重要意义。

近年来，针对丘陵山地运输底盘的特殊需求，国内外学者在底盘姿态调控方面开展了大量研究，主要集中于两类方案：结构优化型，通过悬挂结构或铰接机构提升地形适应性；重心调节型，通过移动式配重或调平平台实现重心稳定控制。在底盘结构优化方面，杨福增团队[12-13]设计的液压差高式底盘以及赵建柱等[14]提出的农用仿形履带式动力底盘，均通过调节履带支撑高度差来改善受力分布；XIE 等[15]设计的扭腰拱腰式动力底盘和王金武等[16]设计的高地隙折腰式多功能底盘，则通过车架扭转以增强地形贴合能力。在重心调节方面，JIANG 等[17]研发的全向液压调平系统、FUKUOKA 等[18]采用的纵向移动配重块、韩振浩等[19-20]设计的横纵双滑轨式载物台等，均旨在通过改变质心位置提升底盘稳定性。这些研究虽然改善了底盘的静态稳定性，但多数方案存在结构复杂、体积大、调节自由度受限等问题。

现有研究存在以下不足：一方面，坡地通过性研究多集中于正向爬坡或正向越障等理想化场景[21-23]，而对于农机在狭窄坡道上以一定偏航角行驶的斜向工况缺乏系统的理论分析与建模；另一方面，现有重心调节机构多数采用单向滑台或液压结构，难以同时兼顾多自由度调控与结构紧凑化，限制了其在小型运输底盘上的集成应用。

针对上述问题，本文结合丘陵山地环境特点，拟构建一种适于坡地复杂工况的底盘斜向通过性分析方法，提出一种基于回转支承与直线丝杆复合的二维旋转式重心主动调节结构。在此基础上，开展关键部件的参数设计与选型，系统研究配重参数对底盘倾覆临界角、接地压力分布、越障性能的影响。通过数值解析与多体动力学仿真验证方案的可行性，并通过实物样机验证所提机构与理论在提升底盘斜向通过性方面的有效性。

1　坡地通过性分析

针对热区山地地块零散、坡道狭窄且农机存在斜向越障的环境特点，将偏航角引入坡地通过性评价框架，提出一种底盘斜向通过性分析方法。

1.1　稳定性分析

一定偏航角 β 下底盘在坡度 α 上的受力情况如图 1a 所示。车体坐标系 $B(x_B,y_B,z_B)$ 中，y_B 轴指向车辆行驶方向，且其与坡道方向夹角为 β，原点 O 位于底盘几何中心，O' 表示 O 沿 z_B 轴投影至接地平面的落点。质心 O_C 沿 z_B 轴投影至接地平面的落点为 O_C'。重力加速度 g 在该系下的分量为

$$(g_x,g_y,g_z)=g(\sin\alpha\sin\beta,\sin\alpha\cos\beta,\cos\alpha) \tag{1}$$

假设单侧履带与地面的等效法向线载荷密度沿纵向呈线性分布，可得

$$\begin{cases} q_i(y)=a_i-b_iy \\ N_i=\int_{-L/2}^{L/2}q_i(y)\,\mathrm{d}y \end{cases} \quad \left(y\in\left[\frac{-L}{2},\frac{L}{2}\right]\right) \tag{2}$$

式中　a_i——i 侧等效法向线载荷密度的常数项

b_i——i 侧等效法向线载荷密度沿 y 轴的线性变化系数

$q_i(y)$——i 侧等效法向线载荷密度，N/m

L——履带底盘接地长度，m

N_i——i 侧履带总法向载荷，N

$i=1$ 表示左侧履带，$i=2$ 表示右侧履带。

基于整车法向合力平衡，取 O' 作为平衡点建立滚转与俯仰力矩平衡方程，可得

$$\begin{cases} N_1+N_2-Mg_z=0 \\ M(g_yh-g_z\Delta y)-\sum\int_{-L/2}^{L/2}yq_i(y)\,\mathrm{d}y=T_x=0 \\ M(g_z\Delta x-g_xh)+N_1\dfrac{B}{2}-N_2\dfrac{B}{2}=T_y=0 \end{cases} \tag{3}$$

式中　M——底盘总质量，kg

B——履带底盘轮距，m

h——底盘质心相对履带接地平面高度，m

$(\Delta x,\Delta y)$——质心在 x_By_B 平面内坐标，m

T_x——绕点 O' 俯仰总力矩，N·m

T_y——绕点 O' 滚转总力矩，N·m

联立式(1)～(3)，并将俯仰力矩在左右履带间按其法向载荷比例分配，可得接地压力表达式

$$q_i(y)=\frac{N_i}{L}-\frac{12N_i(g_yh-g_z\Delta y)}{g_zL^3}y \tag{4}$$

在车体坐标系中，底盘正视图和侧视图如图 1b、1c 所示。在临界倾覆状态下，重力作用线恰通过履带接地边缘，可得倾覆坡角满足

$$\begin{cases} h\sin\beta\sin\alpha_1-\left(\dfrac{B}{2}+\Delta x\right)\cos\alpha_1=0 \\ h\cos\beta\sin\alpha_2-\left(\dfrac{L}{2}+\Delta y\right)\cos\alpha_2=0 \end{cases} \tag{5}$$

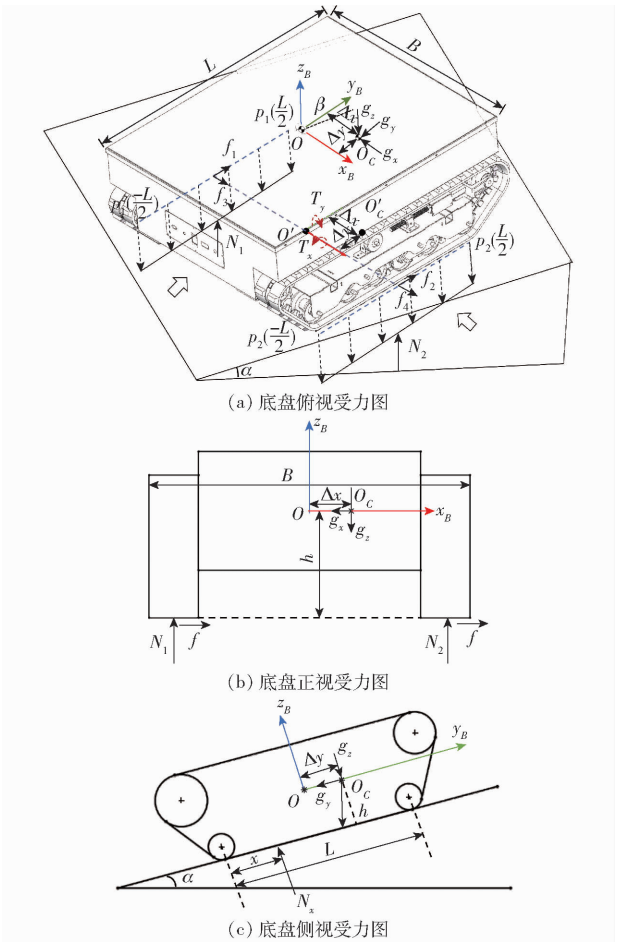


图 1 底盘稳定性受力分析图

Fig. 1 Diagrams for chassis stability analysis on slope

式中 α_1——横向临界坡角,(°)

α_2——纵向临界坡角,(°)

由式(5)可知,最大静态倾覆临界坡角 α_{max} 为

$$\begin{cases}\alpha_1 = \arctan\left(\dfrac{B}{2h\sin\beta} + \dfrac{\Delta x}{h\sin\beta}\right)\\ \alpha_2 = \arctan\left(\dfrac{L}{2h\cos\beta} + \dfrac{\Delta y}{h\cos\beta}\right)\\ \alpha_{max} = \min(\alpha_1, \alpha_2)\end{cases} \tag{6}$$

$\beta = 0°$时,稳定性仅考虑纵向临界坡角 α_2;$\beta = 90°$时,稳定性仅考虑横向临界坡角 α_1。

1.2 跨越台阶分析

当履带底盘以偏航角 β 跨越垂直台阶时,两侧履带因空间姿态差异产生接触时差。以平行于坡道的视角俯视,其斜跨台阶具体流程如图 2 所示,其中 $S(x_S, y_S, z_S)$ 为坡向坐标系,y_S 轴指向坡道方向,t_1 时刻为单侧履带前端接触台阶,t_2 时刻为质心垂直投影到达台阶边缘的临界状态。底盘的受力如图 3 所示,图中的长度几何关系均已向 S 系投影。可得底盘能跨越的台阶高度 H 表达式为

$$H = (L' - h\tan(\alpha + \varphi))\sin\varphi + R(1 - \cos\varphi) \tag{7}$$

其中 $$L' = \left(\Delta x + \frac{B}{2}\right)\sin\beta + \left(\Delta y + \frac{L}{2}\right)\cos\beta \tag{8}$$

式中 φ——底盘仰角,(°)

R——车体最后支重轮的半径,m

L'——质心到最后支重轮的坡向距离,m

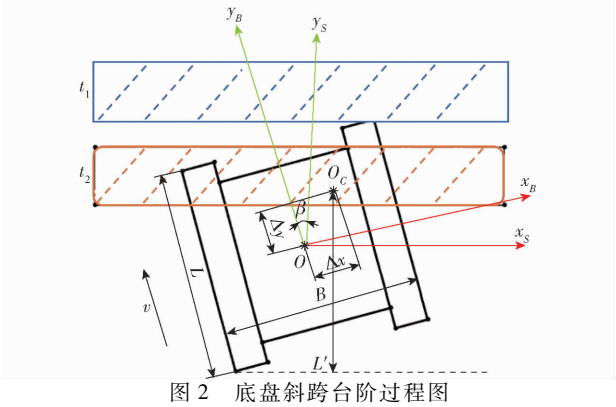


图 2 底盘斜跨台阶过程图

Fig. 2 Schematic of oblique step-crossing by chassis

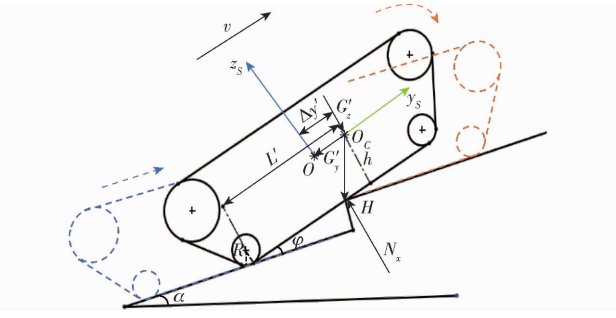


图 3 跨台阶临界受力图

Fig. 3 Critical force diagram across steps

临界侧滑状态时,底盘横向摩擦力等于重力横向分量。对最后支重轮中心进行力矩平衡分析,得

$$N_x(L' - h\tan(\alpha + \varphi')) + G'_y h - G'_z L' = 0 \tag{9}$$

其中 $$\mu N_x = Mg\sin(\alpha + \varphi')\cos\beta \tag{10}$$

$$G'_y = Mg\sin(\alpha + \varphi') \tag{11}$$

$$G'_z = Mg\cos(\alpha + \varphi') \tag{12}$$

式中 μ——履带与台阶的附着系数,为 0.7 ~ 0.9

N_x——台阶接触点对履带法向支撑力,N

φ'——临界侧滑状态时底盘仰角,(°)

G'_z——临界侧滑状态时重力沿 z_s 轴的分量,N

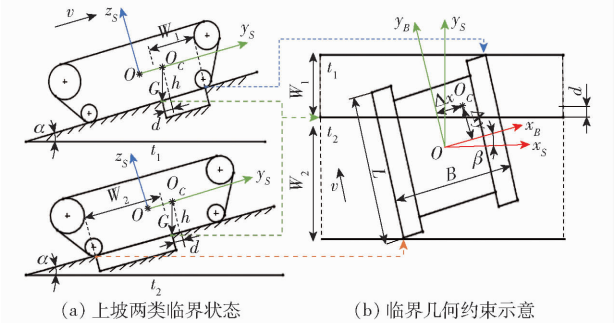
G'_y——临界侧滑状态时重力沿 y_s 轴的分量,N

由式(7)、(8)可知,底盘几何尺寸与质心位置共同决定底盘跨台阶高度。

1.3 跨壕沟分析

在坡地坐标系中,定义壕沟在坡道的低势能区侧边界为前沿,高势能区侧边界为后沿。最大跨壕宽度 W_{max} 由 4 类临界条件决定。底盘上下坡时的 4 类临界跨壕状态如图 4、5 所示。图 4a 中,t_1、t_2 时刻分别为上坡底盘前端跨壕沟后沿、后端跨壕沟前沿临界状态,图 5a 中,t_1、t_2 时刻分别为下坡底盘前端

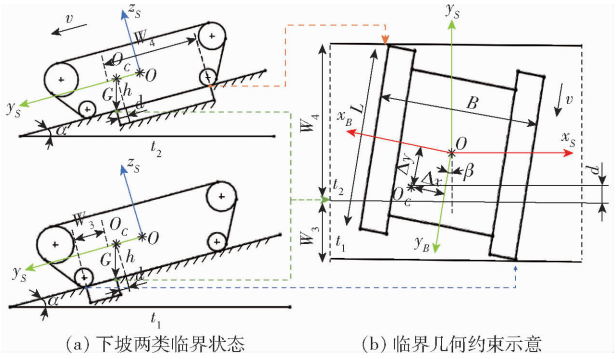
跨壕沟前沿、后端跨壕后沟沿临界状态。平行于坡道，4 种斜跨壕沟临界状态的几何约束示意图如图 4b、5b 所示。



(a) 上坡两类临界状态　　(b) 临界几何约束示意

图 4　上坡斜跨壕沟过程分析示意图

Fig. 4　Schematics of ditch crossing during uphill



(a) 下坡两类临界状态　　(b) 临界几何约束示意

图 5　下坡斜跨壕沟过程分析示意图

Fig. 5　Schematics of ditch crossing during downhill

4 类临界跨壕沟宽度 W_1、W_2、W_3、W_4 公式为

$$\begin{cases} W_1 = \left(\dfrac{B}{2} - \Delta x\right)\sin\beta + \left(\dfrac{L}{2} - \Delta y\right)\cos\beta + h\tan\alpha \\ W_2 = \left(\dfrac{B}{2} + \Delta x\right)\sin\beta + \left(\dfrac{L}{2} + \Delta y\right)\cos\beta - h\tan\alpha \\ W_3 = \left(\dfrac{B}{2} + \Delta x\right)\sin\beta + \left(\dfrac{L}{2} - \Delta y\right)\cos\beta - h\tan\alpha \\ W_4 = \left(\dfrac{B}{2} - \Delta x\right)\sin\beta + \left(\dfrac{L}{2} + \Delta y\right)\cos\beta + h\tan\alpha \end{cases} \tag{13}$$

综上车体在斜坡上斜跨壕沟的最大宽度为

$$W_{\max} = \min(W_1, W_2, W_3, W_4) \tag{14}$$

2　整机结构设计

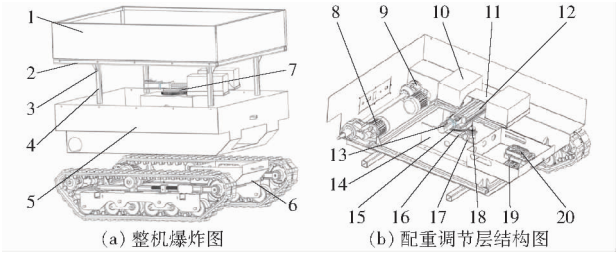
由上述理论分析可得，为满足丘陵坡地行驶稳定性需求，装置质心可调范围应尽可能大。以履带运输车为原型设计，集成旋转式重心调节机构的新式履带运输装备，原型履带车总质量 200 kg，质心高度为 330 mm，整机尺寸（长 × 宽 × 高）为 1 600 mm × 1 320 mm × 680 mm。

2.1　设计要求

主要技术要求如下：在不发生干涉情况下尽可能扩大重心可调范围；在具备主动重心调节能力的同时不显著增加整机质心高度；将动力电池组作为配重块；最大横向稳定角不小于 25°；最大爬坡角度不小于 25°。

2.2　整机结构

整机三维爆炸图如图 6a 所示，其配重调节层关键部件如图 6b 所示。



(a) 整机爆炸图　　(b) 配重调节层结构图

图 6　底盘结构简图

Fig. 6　Structural diagrams of redesigned chassis

1. 载物框　2. 连接铝型材　3. 加强筋　4. 钢制方管支撑架　5. 机壳　6. 控制器收纳箱　7. 重心调节机构　8. 驱动电机　9. 行星减速器　10. 电池配重块　11. 电池安装板　12. 直线丝杆　13. 直线电机　14. 回转模组支座　15. 回转支承　16. 回转电机　17. 直角减速器　18. 连接小齿轮　19. 电机驱动器　20. PLC 主控板

2.3　关键部件设计

将该底盘分解为基体原型车与配重调节装置两部分，其中基体原型车包括履带驱动层和载物平台层，配重调节装置包括回转支承模组、直线丝杆模组以及电池配重块。

2.3.1　履带驱动层设计

履带行走系统为底盘提供牵引与支撑基础，由驱动轮、支重轮、导向轮、托链轮、张紧装置及橡胶履带组成。履带宽度与接地长度的设计兼顾地面附着力与通过性，驱动轮由两台 1.8 kW、型号 SWFLD80H10018 直流差速电机（额定转速 3 000 r/min）配合行星减速器（减速比 1∶50）驱动。具体参数如表 1 所示。

表 1　履带驱动层具体参数

Tab. 1　Specific parameters of tracked chassis

参数	数值	参数	数值
接地长度 L/mm	1 200	支重轮半径/mm	75
轨距 B/mm	950	驱动轮半径/mm	155
履带节距/mm	75	导向轮半径/mm	175
底盘前倾角/(°)	40	托链轮半径/mm	55
行驶速度/(km·h^{-1})	3.6	单条履带宽度/mm	180

2.3.2　配重调节层设计

配重调节层主要由回转支承模组和直线丝杆模组两部分正交复合构成，以实现配重块的回转和径向运动，如图 6b 所示。各部件质量参数如表 2 所示，其中，为兼顾调控效果与能耗，电池配重块质量取整车质量的 25%[24-25]，采用两个并联的 48 V、

表 2 各部件质量与质心高度参数

Tab. 2 Basic parameters of each component

参数	数值	参数	数值
基体原型车质量 m_1/kg	200	基体原型车质心高度 h_1/mm	330
回转模组质量 m_2/kg	10	回转模组质心高度 h_2/mm	366
直线模组质量 m_3/kg	15	直线模组质心高度 h_3/mm	467
总配重块质量 m_4/kg	75	总配重块质心高度 h_4/mm	502

50 A·h 磷酸铁锂电池可满足质量要求。

考虑配重块几何尺寸后的可调安全范围如图 7a 所示,其中 P_a、P_b、P_c、P_d 为 4 个支撑架位置。有

$$l_0 - e/2 \leqslant l_m \leqslant \sqrt{\left(l_d - \frac{\sqrt{a^2+b^2}}{2}\right)^2 - \frac{(a+c)^2}{4}} \tag{15}$$

式中 l_d——最大安全半径,m

l_m——最大质心可调半径,m

l_0——最大丝杆长度,m

a、b——电池配重块的宽、长,m

c——电池配重块间距,m

e——丝杆滑台宽距,m

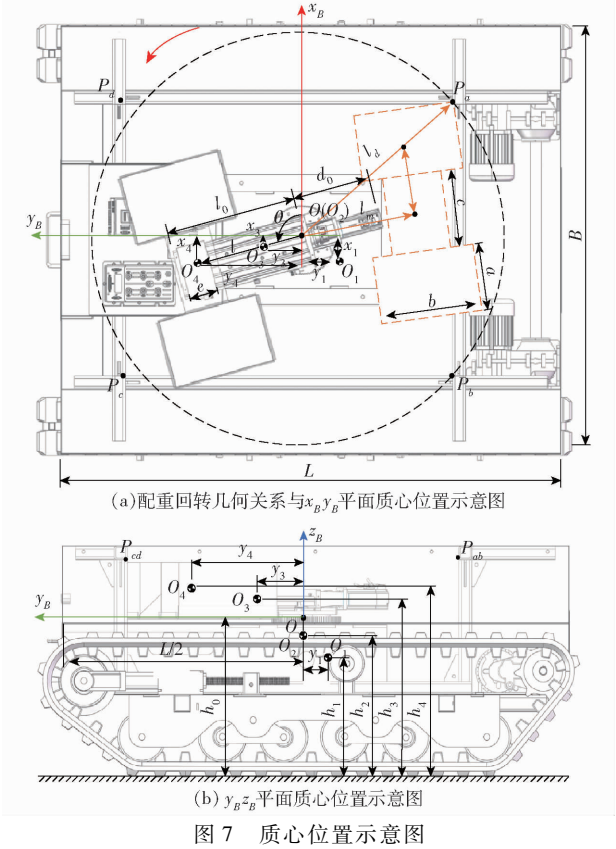


图 7 质心位置示意图

Fig. 7 Schematics of centroid offset

设最大径向线速度、回转角速度分别为 v_l、ω,两者的最大加速度分别为 a_l、a_θ。丝杆直径为 20 mm,丝杆导程为 p,则丝杆转速满足 $n_s = 60v_l/p$。

丝杆轴所需驱动扭矩主要由克服轴向负载的静扭矩与加减速产生的动载荷两部分决定,考虑安全裕度后的设计扭矩 T_d 为

$$T_d = K_s \frac{\left\{m_4 g + \left[m_4 + J_r\left(\frac{2\pi}{p}\right)^2\right] a_l\right\} p}{2\pi\eta_s} \tag{16}$$

式中 K_s——安全裕度系数,取 1.5

J_r——丝杆转动惯量,kg·m^2

η_s——滚珠丝杆传动系数,取 0.9

直线运动电机侧等效负载惯量 J_e 为

$$J_e = m_4\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2 + J_r \tag{17}$$

回转电机转速 n_s' 与电池配重块角速度满足

$$n_s' = \frac{60w}{2\pi} i_g i_b \tag{18}$$

式中 i_g——外齿轮传动比,取 5

i_b——减速器减速比,取 30

回转支承模组的驱动扭矩主要由克服配重块偏心的静态力矩与加减速产生的惯性转矩决定,考虑安全裕度后的设计扭矩 T_d' 为

$$T_d' = K_s \frac{\frac{m_3 g(l_0 - d_0)}{2} + m_4 g l_m + J_r' a_\theta}{i_g i_b} \tag{19}$$

式中 d_0——驱动端轴向长度,m

J_r'——负载侧等效转动惯量,kg·m^2

回转运动电机侧等效负载惯量 J_e' 为

$$J_e' = \frac{J_r'}{i_g^2 i_b^2} \tag{20}$$

相关参数信息如表 3 所示。

表 3 电机选型相关参数

Tab. 3 Specific parameters related to motor selection

参数	数值	参数	数值
l_m/m	0.4	a_l/(m·s^{-2})	0.8
l_0/m	0.5	a_θ/(rad·s^{-2})	4.189
v_l/(m·s^{-1})	0.4	d_0/m	0.157
ω/(rad·s^{-1})	2.094	p/m	0.01
J_r/(kg·m^2)	6.17×10^{-5}	J_r'/(kg·m^2)	17.929

由式(16)得 $T_d = 2.16$ N·m,进而电机驱动功率 $P_t = 2\pi n_s T_d/60 = 542.87$ W,选取 750 W 低压伺服 LVM08008H3H3 - M17 型电机,额定转速 3 000 r/min,额定扭矩为 2.39 N·m,电机转子惯量 $J_m = 1.65\times10^{-4}$ kg·m^2。惯量比 $\lambda = J_e/J_m = 1.52$。

由式(19)得 $T_d' = 4.06$ N·m,进而电机驱动功率 $P_t' = 2\pi n_s' T_d'/60 = 1\,275.49$ W,选用 1.5 kW 低压伺服 LVM08010H3G3 - M17 型电机,额定转速 3 000 r/min,额定扭矩 4.8 N·m,电机转子惯量 $J_m' = 1.555\times10^{-3}$ kg·m^2。惯量比 $\lambda' = J_e'/J_m = 0.51$。

2.4　质心偏移解析

为定量分析配重调节对整车质心位置的影响，建立车体坐标系下质心位置关系如图 7 所示，其中 x_By_B、y_Bz_B 平面各部件质心位置如图 7a、7b 所示。则整机质心位置(Δx,Δy,Δz)表示为

$$\begin{cases}\Delta x=\dfrac{m_1x_1+m_2x_2+m_3x_3+m_4x_4}{m_1+m_2+m_3+m_4}=\\ \qquad\dfrac{2m_1x_1+m_3(l_0-d_0)\cos\theta+2m_4l\cos\theta}{2(m_1+m_2+m_3+m_4)}\\ \Delta y=\dfrac{m_1y_1+m_2y_2+m_3y_3+m_4y_4}{m_1+m_2+m_3+m_4}=\\ \qquad\dfrac{2m_1y_1+m_3(l_0-d_0)\sin\theta+2m_4l\sin\theta}{2(m_1+m_2+m_3+m_4)}\\ \Delta z=\dfrac{m_1z_1+m_2z_2+m_3z_3+m_4z_4}{m_1+m_2+m_3+m_4}=\\ \qquad\dfrac{m_1h_1+m_2h_2+m_3h_3+m_4h_4}{m_1+m_2+m_3+m_4}-h_0\end{cases}\tag{21}$$

式中　(x_1,y_1,z_1)——基体原型车质心坐标，m

(x_2,y_2,z_2)——回转支承模组质心坐标，m

(x_3,y_3,z_3)——直线丝杆模组质心坐标，m

(x_4,y_4,z_4)——电池配重块质心坐标，m

h_0——底盘形心高度，m

θ——配重块回转角度，(°)

l——配重块质心径向距离，m

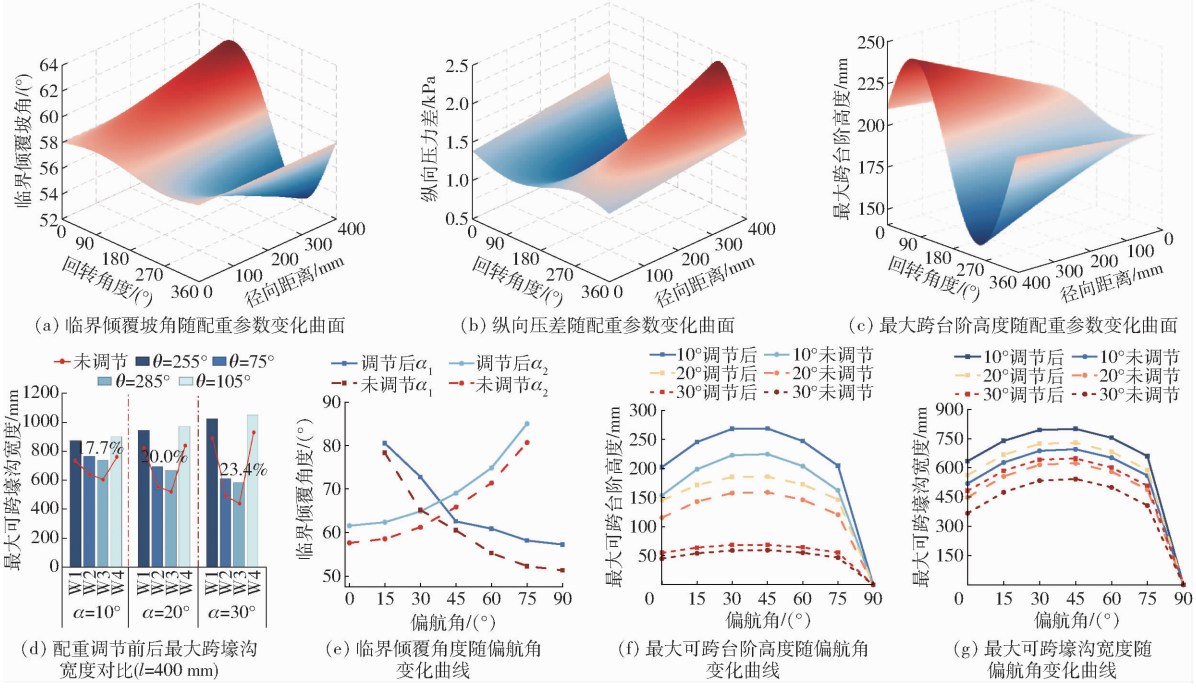
基体原型车质心为 O_1，配重调节装置中的回转支承质心 O_2，与坐标原点 O 在 x_By_B 平面重合，直线丝杆模组质心 O_3 与电池配重块质心 O_4 均位于其自身几何中心处。底盘形心高度 h_0 为 420 mm，在三维建模软件中赋予材料属性后可得基体原型车质心于车体坐标系中的位置为(−0.002，−0.01，−0.09) m。进一步结合表 2 计算得到所设计底盘的质心经配重调节后的位置范围为：$\Delta x\in[-109.91,107.24]$ mm，$\Delta y\in[-115.24,101.91]$ mm，改进后的质心高度增至 381.5 mm。

3　配重调控效果分析

根据前述建立的理论模型，在一定偏航角下对配重径向位移 l 与回转角度 θ 的组合参数进行遍历分析，揭示配重调节对底盘稳定性与越障性的影响。

3.1　仿真模拟

取偏航角 15°对式(6)求解，结果如图 8a 所示；取最大倾覆坡角及偏航角 15°对式(4)求解，结果如图 8b 所示；取坡度 10°、附着系数 0.7 及偏航角 15°结合式(9)对式(7)求解，结果如图 8c 所示；取偏航角 15°对式(13)求解，结果如图 8d 所示；在坡度 10°下，配重调节前后底盘的倾覆角和越障极限随偏航角变化曲线如图 8e、8f、8g 所示。



(a) 临界倾覆坡角随配重参数变化曲面　(b) 纵向压差随配重参数变化曲面　(c) 最大跨台阶高度随配重参数变化曲面

(d) 配重调节前后最大跨壕沟宽度对比(l=400 mm)　(e) 临界倾覆角度随偏航角变化曲线　(f) 最大可跨台阶高度随偏航角变化曲线　(g) 最大可跨壕沟宽度随偏航角变化曲线

图 8　数值求解结果

Fig. 8　Diagram of numerical solution results

3.2　结果分析

如图 8a 所示，配重调节前底盘最大抗倾覆坡角为 58.5°；当配重参数为 $\theta=90°$、$l=400$ mm 时，该值增至 62.4°，提升约 6.7%，此时底盘抗倾覆性能最优。图 8b 表明，配重调节前底盘纵向压力差为 1.38 kPa，前后载荷分布明显不均；当配重调节为

$\theta=97.7°$、$l=400$ mm 时，纵向压力差降至 0.54 kPa，优化幅度达 60.87%，显著改善了履带接地载荷分布，此时底盘抗下陷性能最优。

如图 8c 所示，配重调节前底盘可跨台阶最大高度为 198.7 mm，当配重参数为 $\theta=75°$、$l=400$ mm 时该高度增至 245.6 mm，优化约 23.6%。

图 8d 中折线图和柱状图分别表示无配重调节、最优配重调节下，底盘各坡度跨壕沟 4 阶段的最大可跨宽度。结果表明，W3 阶段为底盘跨壕薄弱阶段；在 3 组坡度下底盘配重调节前最大可跨壕沟宽度分别为 626.0、555.5、474.0 mm，经配重调节后最大可跨壕沟宽度分别提升至 738.0、666.6、586.0 mm，分别提升 17.9%、20.0% 和 23.6%。

图 8e 结果表明，随着偏航角的增加，底盘纵向抗倾覆能力增加而横向抗倾覆能力下降。图 8f、8g 表明，一定的偏航角有助于底盘对台阶、壕沟的越障能力的提升，其最佳角度在 30°～60°之间。

综上所述，该重心调节方案在增强稳定性、均匀化载荷和提升跨台阶、壕沟能力等方面均表现出显著效果。数值计算为后续试验提供了具体配重策略依据。

4 仿真性能试验

为验证旋转式重心调节方案的合理性，基于多体动力学软件 RecurDyn 搭建虚拟样机，并依据理论模型在典型工况中设置配重参数进行对比试验。

4.1 仿真模拟

利用 RecurDyn 搭建履带虚拟样机，在回转支承模组与直线丝杆模组中分别设置回转、平移运动副表征配重调节，如图 9a～9c 所示。路面参数依据丘陵山地常见的粘土条件设定，底盘行驶速度为 3.6 km/h，最优配重参数基于理论分析设置。

设置横向行驶工况、连续爬坡工况对比分析底盘配重调节前后横纵向稳定性能，横、纵向坡度范围均为 0°～60°，工况布置如图 9d～9g 所示；设置多组坡度斜向跨台阶、壕沟工况对比分析底盘配重调节前后越障能力，台阶高度、壕沟宽度分别在 80～250 mm、400～850 mm 范围内调节，工况布置如图 9h～9o 所示。

底盘稳定性测试动力学仿真结果如图 10a、10b 所示。坡度 10°、偏航角 15°下底盘跨台阶、壕沟越障仿真结果如图 10c、10d 所示，其中底盘在斜跨 195 mm 高度台阶、660 mm 宽度壕沟工况中配重调节前后的驱动扭矩变化曲线如图 10e、10f 所示。其他偏航角、坡度角下配重调节前后底盘可跨越最大台阶高度、壕沟宽度仿真结果如表 4、5 所示。

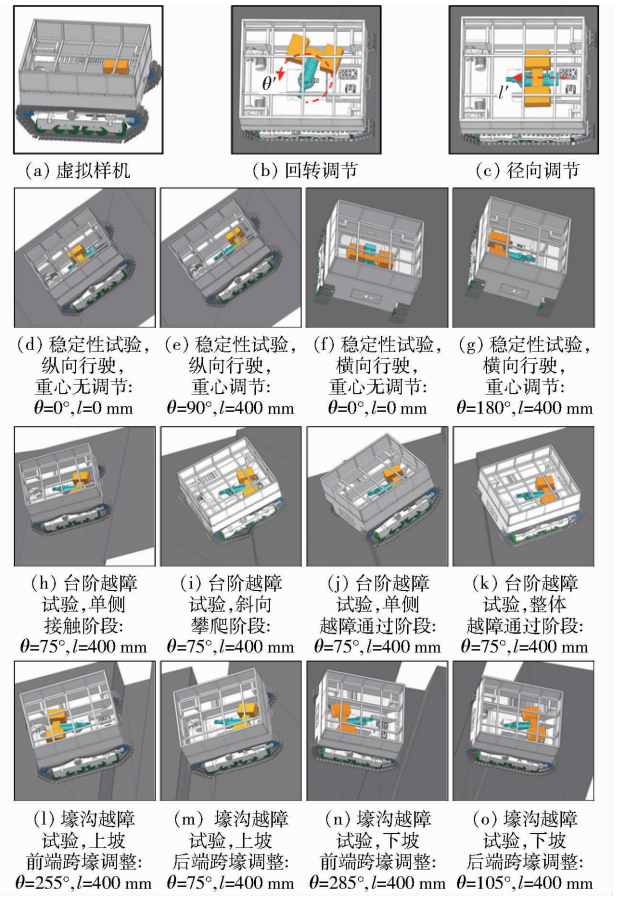


图 9 底盘仿真工况布置示意图

Fig. 9 Schematics of chassis simulation scenario setup

表 4 各工况下底盘最大跨台阶高度仿真结果

Tab. 4 Simulation results of maximum step height of chassis under various operating conditions

坡度 α/(°)	偏航角 β/(°)	未调整最大跨台阶高度/mm	调整后最大跨台阶高度/mm	提升率/%
10	0	145	180	24.1
10	30	215	250	16.3
10	60	195	235	20.5
20	0	120	145	20.8
20	30	160	185	15.6
20	60	140	165	17.9
30	0	85	100	17.6
30	30	105	120	14.3
30	60	100	115	15.0

表 5 各工况下底盘最大跨壕沟宽度仿真结果

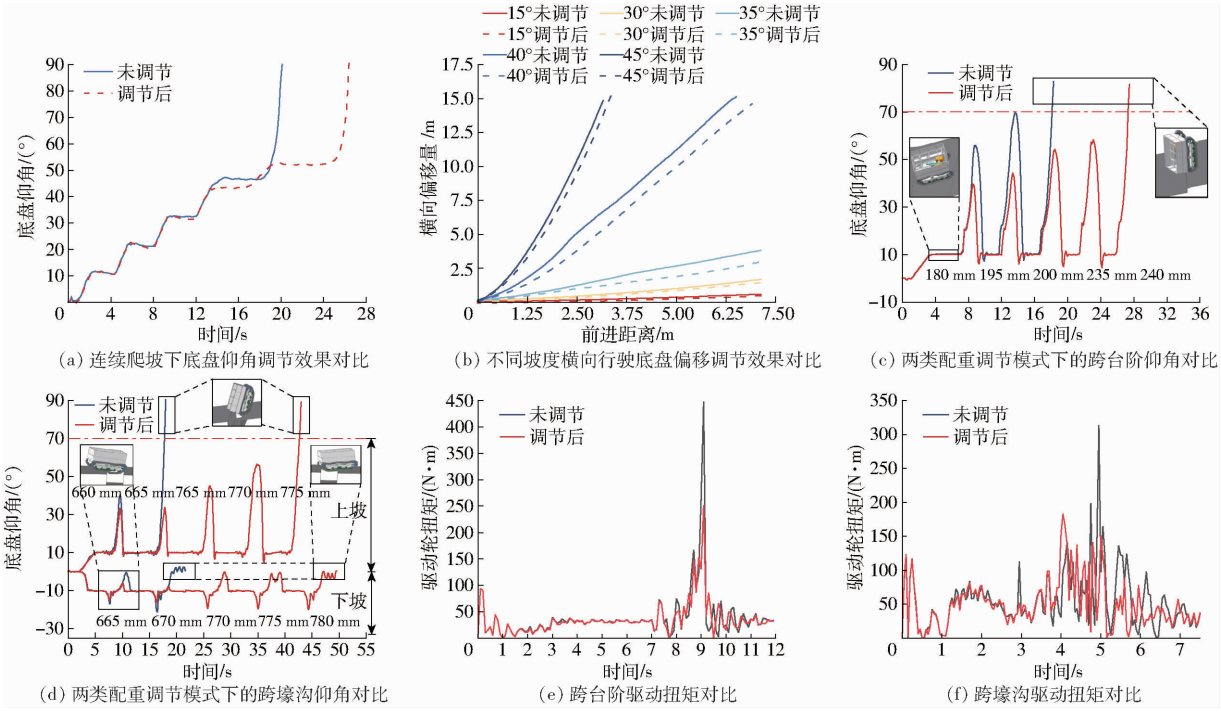
Tab. 5 Simulation results of maximum trench-crossing width of chassis under various operating conditions

坡度 α/(°)	偏航角 β/(°)	未调整最大跨壕沟宽度/mm	调整后最大跨壕沟宽度/mm	提升率/%
10	0	560	675	20.5
10	30	710	820	15.5
10	60	670	770	14.9
20	0	510	625	22.5
20	30	660	770	16.7
20	60	620	720	16.1
30	0	450	550	22.2
30	30	600	700	16.7
30	60	570	670	17.5

4.2　结果分析

图 10a 表明，配重调节使底盘最大爬坡角由 46°提升至 52°，纵向爬坡性能提升约 13.0%。由图 10b 可知，在各坡度中配重调节后均可减小底盘横向偏移量，其横向稳定性得到改善。

跨台阶工况中，底盘仰角超过 70°判定倾覆，



(a) 连续爬坡下底盘仰角调节效果对比　(b) 不同坡度横向行驶底盘偏移调节效果对比　(c) 两类配重调节模式下的跨台阶仰角对比

(d) 两类配重调节模式下的跨壕沟仰角对比　(e) 跨台阶驱动扭矩对比　(f) 跨壕沟驱动扭矩对比

图 10　动力学仿真结果示意图

Fig. 10　Diagram of dynamic simulation result

图 10c 表明，配重调节前底盘最大可跨越台阶高度为 195 mm，经配重调节后提升至 235 mm，跨台阶越障能力提升 20.5%。

跨壕沟工况中，底盘仰角超过 70°判定上坡倾覆，仰角来回振荡判定下坡托底。图 10d 表明，配重调节前底盘最大跨壕沟宽度为 660 mm，经配重调节后宽度提升至 770 mm，底盘跨壕沟越障能力提升约 16.7%。

图 10e、10f 结果表明，配重调节可显著降低底盘跨台阶、壕沟所需驱动扭矩，动力负荷减轻。

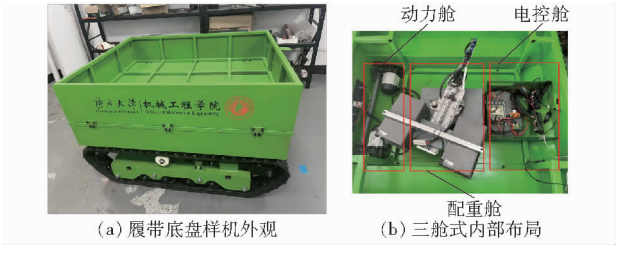
表 4、5 数据显示，底盘对台阶、壕沟的越障能力随偏航角的增加先增加后下降，其最佳角度在 30°～60°之间。

综上所述，该重心调节方案有效提升了底盘坡地行驶的横纵向稳定性以及跨台阶、壕沟越障能力。整体结果与数值计算结果的趋势保持良好的一致性。

5　样机试验

5.1　整机制造

整机总质量 302 kg，以电池组兼作配重块，电池配重质量 75 kg。电源系统由 48 V 电池组为母线电源，经直流接触器后进入接线盒，分别为行走电机控制器和两套伺服驱动器等负载供电，实现集中配电与共地。外廓尺寸（长 × 宽 × 高）为 1 638 mm × 1 400 mm × 640 mm，机体内部按功能分为动力舱、配重舱以及电控舱，具体布置如图 11 所示。



(a) 履带底盘样机外观　(b) 三舱式内部布局

图 11　实物样机

Fig. 11　Track-type chassis physical prototype

5.2　控制系统设计

底盘行走与配重调节均支持无线遥控的主动控制，此外针对地形扰动研制重心自适应调节模式。无线接收机选用 Flysky FS－iA6B（2.4 GHz，6 通道），负责将遥控信号传输至直流电机驱动器与 STM32F103ZET6 控制器。驱动器通过 PWM 信号调控底盘直流电机速度，STM32 控制器通过 CAN 总线向两台配重伺服电机驱动器下发速度指令。

在自适应调节模式下，IM948 姿态传感器通过串口通信向 STM32 控制器实时提供俯仰角与侧倾角信息，STM32 依据所设计的控制算法对配重目标进行在线计算，并通过 CAN 总线闭环调节配重位置。整个控制系统的硬件框图如图 12 所示。

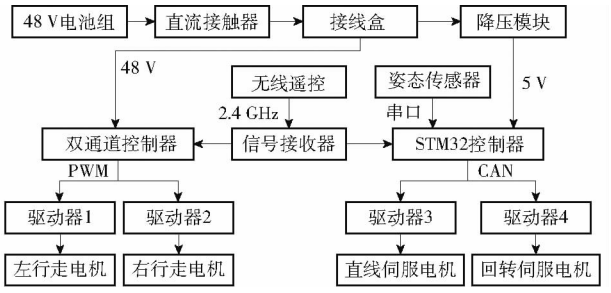


图 12 控制系统硬件框图

Fig. 12 Control system hardware block diagram

5.3 室外试验

参考标准 GB/T 15833—2007,于 2025 年 11 月 14 日在南宁高峰林场平甫分场对旋转式重心调配履带底盘开展户外实地测试,现场如图 13 所示。

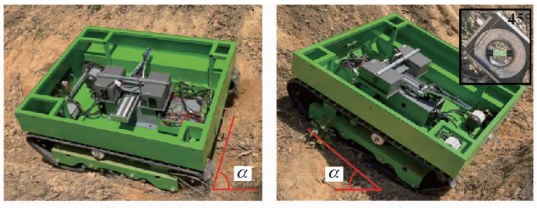


图 13 林场实地试验场景

Fig. 13 Field trial at forestry station

5.3.1 稳定性试验

为评估底盘在不同坡度条件下的横纵向稳定性,开展了坡地倾覆试验,试验布置如图 14 所示。依据理论指导设置重心未调节与重心调节两种模式。在两种模式下分别对底盘进行横向与纵向倾斜试验,逐级增大坡度角,并记录底盘姿态变化。



(a) 横向稳定性 (b) 纵向稳定性

图 14 底盘稳定性试验场景

Fig. 14 Chassis stability tests

底盘在不同坡度下横纵向行驶的倾覆、滑移情况如表 6 所示。结果表明,横纵向稳定性测试中,重心未调节工况下,40°坡度出现倾覆现象,重心调节后可增至 45°,倾覆极限提高 12.5%,底盘抗倾覆能力得到有效提升。对于横纵向滑移现象,滑移临界坡度分别为 40°、45°,重心调节前后变化不明显,主要由于滑移受地面摩擦因数与法向载荷共同影响,与重心位置相关性较弱。该重心调节方案显著增强底盘横纵向抗倾覆能力,且与数值计算和动力学分析结果趋势一致。

表 6 不同坡度下底盘横纵向稳定性试验结果

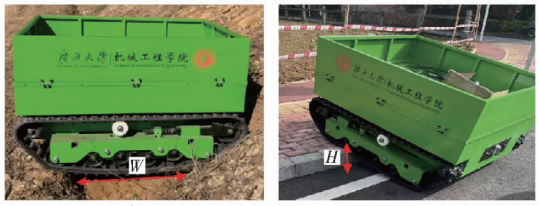
Tab. 6 Test results for chassis longitudinal and lateral stability at different gradients

坡度/(°)	横向有无倾覆发生		纵向有无倾覆发生	
	未调节	调节后	未调节	调节后
20	无	无	无	无
25	无	无	无	无
30	无	无	无	无
35	无	无	无	无
40	有*	无*	有	无
45	有*	有*	有*	有*

注:* 表示此阶段底盘发生滑移。

5.3.2 越障试验

为验证旋转式重心调节机构对底盘越障能力的提升效果,开展了跨台阶与跨壕沟两类典型越障试验,试验布置如图 15 所示。设置重心未调节与重心调节两种模式。在 0°~20°坡面分别布设高度 100~250 mm 的台阶与宽度 500~800 mm 的壕沟,底盘匀速稳定正向驶向障碍物,并记录其姿态变化。试验结果用于验证重心调控机构提升底盘越障能力的有效性。



(a) 跨壕沟测试 (b) 跨台阶测试

图 15 底盘越障试验

Fig. 15 Chassis obstacle crossing tests

底盘跨越台阶高度、壕沟宽度如表 7、8 所示。结果表明,底盘在 10°坡度下重心调节前的最大跨台阶高度与最大跨壕沟宽度分别为 165、570 mm,重心调节后分别提升至 200、670 mm,性能分别提升 21.2%、17.5%。该重心调节方案有效地提升了底盘越障能力,与数值计算和动力学分析趋势一致。

表 7 重心调节前后底盘跨台阶越障能力对比试验结果

Tab. 7 Comparative test results of chassis step-crossing capability before and after CG adjustment

坡度 α/(°)	未调整最大跨台阶高度/mm	调整后最大跨台阶高度/mm	提升率/%
0	200	240	20.0
10	165	200	21.2
20	140	170	21.4

5.4 室内试验

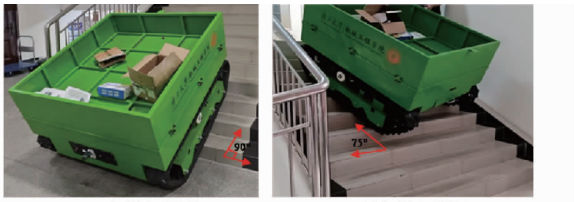
为验证偏航角对底盘越障能力的改善作用,开展了斜向爬楼室内试验。试验楼梯坡度 30°,单级台阶高度为 140 mm,如图 16 所示。在相同速度挡

表 8　重心调节前后底盘跨壕沟越障能力对比试验结果

Tab. 8　Comparative test results of chassis trench-crossing capability before and after CG adjustment

坡度 α/(°)	未调整最大跨壕沟宽度/mm	调整后最大跨壕沟宽度/mm	提升率/%
0	620	730	17.7
10	570	670	17.5
20	500	580	16.0

位下，底盘采用重心调节模式，分别在不同偏航角工况下开展爬楼测试，并记录其姿态变化和同一爬楼高度下的爬升时间。



(a) 正向攀爬测试　　(b) 斜向攀爬测试

图 16　底盘斜向爬楼梯试验

Fig. 16　Chassis stair-climbing test with yaw angle

底盘在不同偏航角下的姿态变化与爬升时间如表 9 所示。结果表明，正向行驶工况下，即便启动重心调节，底盘在靠近楼梯时仍会出现倾覆现象，爬楼失败；斜向行驶工况下，底盘爬楼成功且爬升时间在偏航角 45°时最短。适当偏航角有利于底盘越障，与理论分析和动力学分析趋势一致。

表 9　各偏航角下底盘爬楼姿态与时间对比试验结果

Tab. 9　Comparative test results of chassis climbing attitude and time at various yaw angles

偏航角/(°)	0	15	30	45	60
有无倾覆发生	有	无	无	无	无
爬楼时间/s		10.8	9.2	8.5	10.2

6　结论

(1)构建了一种考虑偏航角的斜向坡地准静态通过性分析模型，推导了斜向工况下底盘滚转、俯仰力矩与履带接地压力分布关系，给出了横纵向倾覆临界坡角的解析表达式，完善了底盘在偏航角下跨台阶、壕沟的几何约束模型。模型证明适当的偏航角有利于提升底盘越障性，从斜向通过性视角对现有坡地通过性研究理论进行了拓展与补充。

(2)提出了一种面向热区丘陵山地作业的旋转式重心调控履带运输底盘，该底盘在不显著增加整机高度的前提下拓展了重心可调范围。进行了底盘关键部件的选型与计算。完成了质心偏移解析，质心偏移位置范围为 $\Delta x \in [-109.91, 107.24]$ mm，$\Delta y \in [-115.24, 101.91]$ mm，改进后的质心高度增至 381.5 mm。

(3)在数值仿真、动力学仿真和样机试验中，整机重心位置经调控后，底盘的倾覆临界坡角相比调控前分别提升约 6.7%、13.0% 和 12.5%，最大可跨台阶高度在 10° 坡度下相比调控前分别提升约 23.6%、20.5% 和 21.2%，最大可跨壕沟宽度在 10° 坡度下相比调控前分别提升约 17.9%、16.7% 和 17.5%。提出的旋转式重心调控结构能够显著改善丘陵山地履带运输底盘的稳定性与越障能力。

参　考　文　献

[1] 牟孝栋，杨福增，段罗佳，等. 丘陵山地拖拉机调平与防翻关键技术研究现状与发展趋势[J]. 智慧农业(中英文)，2024，6(3)：1－16.
MU Xiaodong，YANG Fuzeng，DUAN Luojia，et al. Research advances and development trend of mountainous tractor leveling and anti-rollover system[J]. Smart Agriculture，2024，6(3)：1－16. (in Chinese)

[2] 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)

[3] 赵春江，马晨，李瑾，等. 丘陵山地水稻机械化技术研究现状与展望[J]. 农业工程学报，2025，41(1)：1－11.
ZHAO Chunjiang，MA Chen，LI Jin，et al. Research status and prospects of mechanization technology for rice in hilly and mountainous areas[J]. Transactions of the CSAE，2025，41(1)：1－11. (in Chinese)

[4] MEIRION-GRIFFIT G，NIE C，SPENKO M. Development and experimental validation of an improved pressure sinkage model for small-wheeled vehicles on dilative，deformable terrain[J]. Journal of Terramechanics，2014，51：19－29.

[5] SHAFAEI S M，MOUSAZADEH H. Characterization of motion power loss of off-road wheeled robot in a slippery terrain[J]. Journal of Field Robotics，2022，40(1)：57－72.

[6] 李军政，孙松林，彭姣春. 履带板结构参数对牵引力影响试验研究[J]. 农业装备与车辆工程，2017，55(10)：15－18.
LI Junzheng，SUN Songlin，PENG Jiaochun. Experimental study on effect of structural parameters of track shoe on traction force [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering，2017，55(10)：15－18. (in Chinese)

[7] 张拓，岳高峰，刘好. 橡胶履带底盘的研究进展[J]. 重庆理工大学学报(自然科学)，2018，32(5)：82－88.
ZHANG Tuo，YUE Gaofeng，LIU Yu. Research progress of rubber tracked chassis[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science)，2018，32(5)：82－88. (in Chinese)

[8] 张克健. 车辆地面力学[M]. 北京：国防工业出版社，2002：144 – 149.
[9] 彭贺，马文星，王忠山，等. 丘陵山地拖拉机车身调平控制仿真分析与试验[J]. 吉林大学学报(工学版)，2019，49(1)：157 – 165.
PENG He，MA Wenxing，WANG Zhongshan，et al. Control system of self-leveling in hilly tractor body through simulation and experiment[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)，2019，49(1)：157 – 165. (in Chinese)
[10] 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.
SUN Jingbin，ZENG Lingkun，YING Jing，et al. Research status and prospect of key technologies of agricultural track chassis[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2024，55(11)：202 – 220. (in Chinese)
[11] 蒋俞，孙泽宇，汪若尘，等. 丘陵山区履带式作业机全向调平系统设计与性能试验[J]. 农业工程学报，2023，39(18)：64 – 73.
JIANG Yu，SUN Zeyu，WANG Ruochen，et al. Design and performance test of the omnidirectional leveling system for crawler work machine in hilly areas[J]. Transactions of the CSAE，2023，39(18)：64 – 73. (in Chinese)
[12] 孙景彬，楚国评，潘冠廷，等. 遥控全向调平山地履带拖拉机设计与性能试验[J]. 农业机械学报，2021，52(5)：358 – 369.
SUN Jingbin，CHU Guoping，PAN Guanting，et al. Design and performance test of remote control omnidirectional leveling hillside crawler tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2021，52(5)：358 – 369. (in Chinese)
[13] 刘恒培，杨福增，刘世，等. 差高机构对微型履带山地拖拉机稳定性的影响[J]. 拖拉机与农用运输车，2013，40(1)：18 – 21.
LIU Hengpei，YANG Fuzeng，LIU Shi，et al. Effect of mechanism of height difference on stability of miniature crawler hillside tractor[J]. Tractor & Farm Transporter，2013，40(1)：18 – 21. (in Chinese)
[14] 赵建柱，王枫辰，于斌，等. 农用仿形履带式动力底盘设计与试验[J]. 农业机械学报，2014，45(9)：20 – 24.
ZHAO Jianzhu，WANG Fengchen，YU Bin，et al. Research on all-terrain profiling crawler power chassis[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2014，45(9)：20 – 24. (in Chinese)
[15] XIE X，HAN X，ZHANG Z，et al. Structural design and test of arch waist dynamic chassis for hilly and mountainous areas[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology，2023，127(3 – 4)：1921 – 1933.
[16] 王金武，唐汉，沈红光，等. 高地隙折腰式水田多功能动力底盘设计与试验[J]. 农业工程学报，2017，33(16)：32 – 40.
WANG Jinwu，TANG Han，SHEN Hongguang，et al. Design and experiment of high clearance roll-waist multifunctional power chassis for paddy field[J]. Transactions of the CSAE，2017，33(16)：32 – 40. (in Chinese)
[17] JIANG Y，SUN Z，WANG R，et al. Design and control of a new omnidirectional levelling system for hilly crawler work machines[J]. Computers and Electronics in Agriculture，2024，218：108661.
[18] FUKUOKA Y，OSHINO K，IBRAHIM A N. Negotiating uneven terrain by a simple teleoperated tracked vehicle with internally movable center of gravity[J]. Applied Sciences，2022，12(1)：525.
[19] 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)
[20] 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 – 421，448.
HAN Zhenhao，ZHU Licheng，YUAN Yanwei，et al. Analysis of slope trafficability and optimized design of crawler chassis in hillside orchard[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2022，53(5)：413 – 421，448. (in Chinese)
[21] SU C，HUANG H. Enhancing terrain adaptability of micro tracked chassis：a structural design and performance evaluation[J]. Mechanics，2024，30(6)：544 – 559.
[22] MOU X，LUO Q，MA G，et al. Simulation analysis and testing of tracked universal chassis passability in hilly mountainous orchards[J]. Agriculture，2023，13(7)：1458.
[23] CHEN Y，ZHU J，YAO L，et al. Analysis and optimization of driving performance for tree transplanting machine in hilly mountainous areas[J]. Forests，2024，15(12)：2128.
[24] PRANAV P K，PANDEY K P. Computer simulation of ballast management for agricultural tractors[J]. Journal of Terramechanics，2008，45(6)：185 – 192.
[25] ABBOUDA S K. The effect of some operating parameters on field performance of a 2WD tractor[J]. Scientific Journal of King Faisal University (Basic and Applied Sciences)，2001，2(1)：153 – 166.