

DOI: 10.13332/j.1000-1522.20180092

# 一种林用主动步态底盘双缸轮腿越障及位置优化研究

韩东涛<sup>1</sup> 刘晋浩<sup>2</sup> 王 典<sup>2</sup> 李大维<sup>2,3</sup>

(1. 呼伦贝尔学院, 呼伦贝尔 021008; 2. 北京林业大学工学院, 北京 100083; 3. 首钢工学院, 北京 100041)

**摘要:**【目的】底盘是林业装备的关键部件, 底盘技术性能中的越障性能及地形适应性能尤为关键, 直接决定了林业装备是否能够上山入林。我国典型人工林具有多矮小障碍、多沟壑等立地条件特点, 传统林业装备底盘在复杂立地条件下作业的能力就凸显不足, 因此本研究旨在提高林业装备底盘越障性能。【方法】针对一种林用新型步态六轮变幅轮腿底盘, 运用 D-H 参数法对底盘轮腿机构建立运动学模型。通过空间几何位置坐标变换方法对变幅轮腿底盘单缸控制轮腿与双缸控制轮腿越障能力进行理论计算和分析比较。运用 D-H 运动学正解方法计算得出双缸的最佳布置位置参数。通过仿真测试、样机测试与理论分析进行对比研究。【结果】双缸控制轮腿机构的越障高度始终大于单缸控制轮腿机构。理论分析、仿真分析与样机测试在最大越障高度数值的切合度分别为 99.7% 和 97.8%。底盘轮腿越障高度可达 285.9 mm, 具有较强的越障性能和地形适应性, 其越障能力完全满足我国林业生产对林业装备底盘越障性能的要求, 充分验证了理论研究方法的正确性。【结论】为解决我国林业装备底盘越障性能较差这一难题提供了新的思路, 为双缸控制轮腿机构运动特性、变幅轮腿底盘越障性能及大规模林业机械智能化采伐底盘的研究和发展应用提供了理论依据。

**关键词:**D-H 运动学模型; 双缸轮腿机构; 仿真; 样机测试

**中图分类号:**S776    **文献标志码:**A    **文章编号:**1000-1522(2018)06-0117-08

**引文格式:**韩东涛, 刘晋浩, 王典, 等. 一种林用主动步态底盘双缸轮腿越障及位置优化研究[J]. 北京林业大学学报, 2018, 40(6):117-124. Han Dongtao, Liu Jinhao, Wang Dian, et al. Optimization on the obstacle crossing ability and position of a forestry chassis with double-cylinder wheeled-legs[J]. Journal of Beijing Forestry University, 2018, 40(6): 117-124.

## Optimization on the obstacle crossing ability and position of a forestry chassis with double-cylinder wheeled-legs

Han Dongtao<sup>1</sup> Liu Jinhao<sup>2</sup> Wang Dian<sup>2</sup> Li Dawei<sup>2,3</sup>

(1. Hulunbuir College, Hulunbuir 021008, Inner Mongolia, China; 2. School of Technology, Beijing Forestry University, Beijing 100083, China; 3. Shougang Institute of Technology, Beijing 100041, China)

**Abstract:** [ **Objective** ] The obstacle crossing performance and adaptability to different terrain are most important factors for the technical characteristics of the chassis that is the key part of forestry equipment, also they are the key reasons to decide whether the forestry equipment could work in the forest. Since the typical plantations in our country have many short obstacles and gullies, the obstacle crossing performance and adaptability of traditional chassis are not good enough to work in the complex terrain. [ **Method** ] For improving the obstacle crossing performance, a method based on D-H theory was used to establish a kinematics model for a new type of six-wheeled-leg forestry chassis with levelling initiative gait. By space

收稿日期: 2018-03-21 修回日期: 2018-04-18

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金项目(TD2013-4)。

第一作者: 韩东涛, 讲师, 博士。主要研究方向: 森林工程装备及其自动化。Email: 843140189@qq.com 地址: 021008 内蒙古呼伦贝尔市学府路 83 号呼伦贝尔学院。

责任作者: 刘晋浩, 教授, 博士生导师。主要研究方向: 林业与环境特种装备的研制与开发。Email: liujinhao@vip.163.com 地址: 100083 北京市海淀区清华东路 35 号北京林业大学工学院。

本刊网址: <http://j.bjfu.edu.cn>; <http://journal.bjfu.edu.cn>

geometry coordinates transformation method, single-cylinder wheeled-legs mechanism was compared with double-cylinder wheeled-legs mechanism in obstacle crossing ability. [Result] It was concluded that the obstacle crossing ability of double-cylinder wheeled-legs mechanism was always greater than single-cylinder wheeled-legs mechanism. The optimum arrangement of double-cylinder position was achieved with the D-H kinematics solution method. In contrast to prototype test, the highest obstacle crossing numerical similarities of theory analysis and simulation were 99.7% and 97.8%, respectively. The obstacle crossing height of wheeled-legs of chassis was much better than before, and could reach 285.9 mm. So it is completely suitable for the application in the field of forestry and a typical unknown terrain. The correctness of the theoretical research method was validated. [Conclusion] This paper provides theory basis for the research on the double-cylinder wheeled-legs mechanism motion characteristics, the obstacle crossing ability of chassis, and the large-scale development and application of intelligent forestry mechanical chassis.

**Key words:** D-H kinematic model; double-cylinder wheeled-legs mechanism; simulation; prototype test

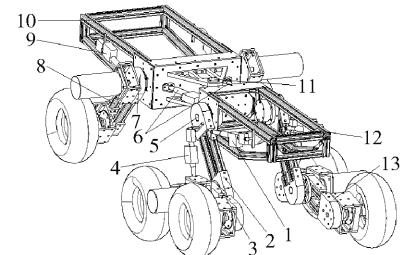
随着我国林业生产现代化的发展,林业生产机械底盘由传统式作业底盘向新型林业生产作业底盘转变。林业生产立地条件具有林间生产障碍物较多、地形较为复杂的特点,因此对林业生产装备底盘的越障性能提出了更高的要求,即对其行走系统提出了更高的要求。针对不同复杂地形的不同道路条件,底盘行走系统按移动方式分为轮式、腿式和履带式。轮腿式行走系统则是结合了轮式系统行走速度快,腿式系统地面适应性强的优势,派生出的一种新型高效的复合式底盘行走系统<sup>[1-2]</sup>,即变幅轮腿式行走机构。其按控制方式可分为主动变幅式和被动变幅式两种。主动变幅式由于可以通过智能化精确控制轮腿的运动轨迹来实现对越障动作的控制<sup>[3-7]</sup>而被广泛应用,由于其轮腿变幅越障过程类似于步行,故也称主动步态变幅轮腿式系统。目前,常见的主动步态变幅轮腿式系统根据其控制缸的数目分为单缸控制(如瑞典生产的ROTTNE H8<sup>B</sup>)和双缸控制两种。

本研究针对一种新型六轮主动步态变幅轮腿底盘<sup>[8]</sup>运用机器人学D-H建立其双缸控制变幅轮腿运动学模型,求解双缸控制轮腿运动学正解方程,运用空间几何坐标变换方法对单、双缸的越障能力参数进行比较分析。并对双缸控制变幅轮腿系统中决定其越障高度大小的关键技术,即双缸的最佳布置位置,进行优化分析研究。

## 1 双缸控制主动步态变幅轮腿系统运动学建模

### 1.1 六轮主动步态变幅轮腿底盘结构简介

针对六轮主动步态变幅轮腿底盘<sup>[8]</sup>的越障要求以及其与林地地形的适应性,其总体结构如图1所示。我们采用了1(控制缸1)与4(控制缸2)共同控制由右前支腿2与右前轮“人”字形轮腿3组



1. 控制缸 1; 2. 右前轮腿; 3. 右前轮“人”字形轮腿; 4. 控制缸 2; 5. 右前轮腿车体铰接点; 6. 前后车架联接折腰控制缸; 7. 右后轮腿车体铰接点; 8. 右后轮腿; 9. 右后轮腿控制缸; 10. 后车架; 11. 前后车架铰接点; 12. 前车架; 13. 左前轮腿“人”字形支腿。1, control cylinder 1; 2, right front wheeled-leg; 3, right front “人” shape wheeled-leg; 4, control cylinder 2; 5, hinged point of right front wheeled-leg; 6, control cylinder of connection point between front frame and back frame; 7, hinged point of right back wheeled-leg; 8, right back wheeled-leg; 9, control cylinder of right back wheeled-leg; 10, back frame; 11, hinged point of front frame and back frame; 12, front frame; 13, left front “人” shape wheeled-leg.

图1 六轮变幅轮腿底盘结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of six-wheeled-leg chassis

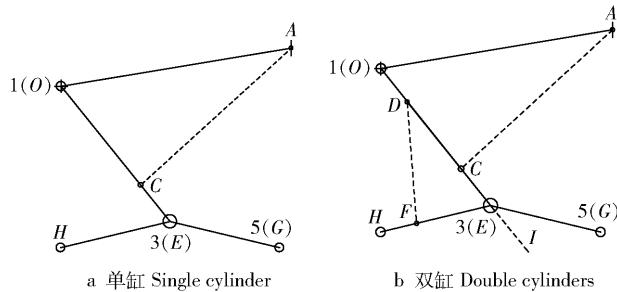
成的右前变幅轮腿系统。当电动缸1处于伸张状态,控制缸2处于收缩状态时,右变幅轮腿系统处于水平状态。当控制缸1处于收缩状态,控制缸2处于伸张状态时,右变幅轮腿系统处于抬升越障状态(图2)。右后轮腿采用9(控制缸)控制。左变幅轮腿系统与其对称相同。整车转向则通过6(两个折腰控制缸)折腰实现。右前轮腿车体铰接点5与后轮腿车体铰接点7分别为右前轮腿、右后轮腿与前车架12、后车架10的铰接联接点。整车配合联接,实现行走、转向、越障功能。在此我们主要研究右前变幅轮腿系统(左侧相同)。本研究主要针对此底盘的双缸控制“人”字形前轮腿进行运动学建模分析,其中样机的控制缸1运动行程为120 mm,控制缸2运动行程为50 mm。



图2 双缸控制变幅轮腿结构状态图

Fig. 2 Structure state diagram of double-cylinder wheeled-legs

图3为单、双缸变幅轮腿系统结构简图。图3a为单缸控制变幅轮腿系统结构简图,其中AC为控制缸1;图3b为双缸控制变幅轮腿系统结构简图,其中AC为控制缸1,DF为控制缸2。



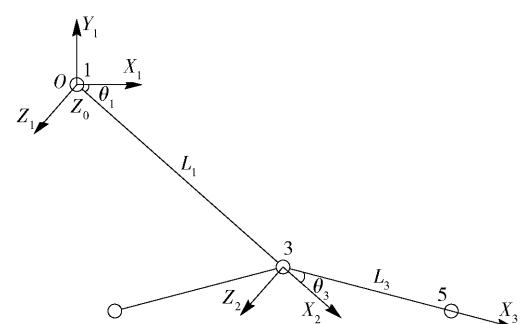
A点为控制缸1车架安装点,O点为前轮腿车架铰接点,C点为控制缸1前轮腿安装点,D点为控制缸2前轮腿安装点,F点为控制缸2“人”字形轮腿安装点,E点为“人”字形轮腿铰接点,G点为“人”字形轮腿前轮轮心,H点为“人”字形轮腿后轮轮心,I点为前轮支腿延长线上点,O为基坐标系,1为前轮腿坐标系,3为“人”字形轮腿坐标系,5为“人”字形轮腿前轮轮心坐标系。A is the frame installation point of control cylinder 1,O is the frame hinged point of front wheeled-legs,C is the front wheeled-legs installation point of control cylinder 1,D is the front wheeled-legs installation point of control cylinder 2,F is the “人” shape wheeled-legs installation point of control cylinder 2,E is the hinged point of “人” shape wheeled-legs,G is the front wheel center point of “人” shape wheeled-legs,H is the back wheel center point of “人” shape wheeled-legs,I is the piont of front wheeled-legs extended line,O is the basic joint coordinate system,1 is the joint coordinate system of front wheeled-legs,3 is the joint coordinate system of “人” shape wheeled-legs,5 is the front wheel center joint coordinate system of “人” shape wheeled-legs.

图3 前轮腿单、双缸控制系统结构简图

Fig. 3 Structure diagram of the front wheeled-legs with single cylinder and double cylinders

## 1.2 前轮腿杆系运动学建模

以水平前车架12与轮腿2的铰接点为坐标原点,对双缸控制变幅轮腿系统2建立D-H法<sup>[9-12]</sup>运动学模型(图4),得其对应转换参数(表1)。



$\theta_1$ 为绕 $Z_0$ 轴的旋转角; $\theta_3$ 为绕 $Z_1$ 轴的旋转角; $L_1$ 为沿 $X_2$ 轴平移距离; $L_3$ 为沿 $X_3$ 轴平移距离。 $\theta_1$  is the rotation angle around  $Z$  axis, $\theta_3$  is the rotation angle around  $Z_1$  axis, $L_1$  is the translation length along the  $X_2$  axis, $L_3$  is the translation length along the  $X_3$  axis.

图4 基于D-H法前轮腿坐标系

Fig. 4 Front wheeled-legs coordinate system based on D-H method

表1 D-H参数表

Tab. 1 D-H parameter list

连杆 Link	$\theta/(\text{°})$	$d/\text{mm}$	$a/\text{mm}$	$\alpha/(\text{°})$
1	0	0	0	0
3	$\theta_1$	0	$L_1$	0
5	$\theta_3$	0	$L_3$	0

注: $\theta$ 为两连杆夹角, $d$ 为两连杆距离, $a$ 为连杆长度, $\alpha$ 为连杆扭角。  
Notes:  $\theta$  is the angle between two connecting rods,  $d$  is the distance between two connecting rods,  $a$  is the length of connecting rod, and  $\alpha$  is the twist angle of connecting rod.

### 1.2.1 运动学D-H法

设定基坐标系为 $0-X_0-Y_0-Z_0$ 坐标系。如果 ${}^0\mathbf{T}_1$ 表示第1个连杆对于基坐标系的位置和姿态, ${}^1\mathbf{T}_2$ 则表示第2个连杆相对于第1个连杆的位置和姿态,那么第2个连杆在基坐标系中的位置和姿态 $\mathbf{A}_2$ 可由下列矩阵的乘积给出:

$$\mathbf{A}_2 = {}^0\mathbf{T}_1^{-1}\mathbf{T}_2$$

同理,若 $\mathbf{A}_3$ 表示第3个连杆在基坐标系中的位置和姿态,则有:

$$\mathbf{A}_3 = {}^0\mathbf{T}_3 = {}^0\mathbf{T}_1^{-1}\mathbf{T}_2^{-1}\mathbf{T}_3$$

连杆变换通式<sup>[9]</sup>为:

$$\begin{bmatrix} i^{-1} \mathbf{T}_i = \\ \cos\alpha_i & -\sin\alpha_i & 0 & \beta_{i-1} \\ \sin\alpha_i \cos\beta_{i-1} & \cos\alpha_i \cos\beta_{i-1} & -\sin\alpha_i & -d_i \sin\beta_{i-1} \\ \sin\alpha_i \sin\beta_{i-1} & \cos\alpha_i \sin\beta_{i-1} & \cos\beta_{i-1} & d_i \cos\beta_{i-1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

式中:  $a_i$  为绕  $Z_{i-1}$  旋转角;  $\beta_{i-1}$  为绕  $X_{i-1}$  旋转角;  $d_i$  为沿  $Z_{i-1}$  轴平移距离。

### 1.2.2 建立运动学方程

根据 D-H<sup>[9]</sup> 法,

$$\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} \cos\theta_i & -\sin\theta_i \cos\alpha_i & \sin\theta_i \sin\alpha_i & a_i \cos\theta_i \\ \sin\theta_i & \cos\theta_i \cos\alpha_i & -\cos\theta_i \sin\alpha_i & a_i \sin\theta_i \\ 0 & \sin\alpha_i & \cos\alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

式中:  $\mathbf{T}_i$  为正运动学变换矩阵;  $\theta_i$  为绕  $Z_{i-1}$  旋转角;  $a_i$  为绕  $X_{i-1}$  旋转角;  $d_i$  为沿  $Z_{i-1}$  轴平移距离。

由 D-H 法可推得前轮腿 1、3、5 坐标系(图 5、表 1)正运动基坐标位姿转换关系,可以将各连杆变换矩阵的一般形式进行简化。基坐标系转换至 1 坐标系得<sup>0</sup> $\mathbf{T}_1$ ;1 坐标系转换至 3 坐标系得<sup>1</sup> $\mathbf{T}_3$ ;3 坐标系转换至 5 坐标系得<sup>3</sup> $\mathbf{T}_5$ ,从而得到轮心 5 相对基坐标系的表达式:

$$\begin{aligned} {}^0 \mathbf{T}_1 &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ {}^1 \mathbf{T}_3 &= \begin{bmatrix} c_1 & s_1 & 0 & L_1 c_1 \\ -s_1 & c_1 & 0 & -L_1 s_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ {}^3 \mathbf{T}_5 &= \begin{bmatrix} c_3 & -s_3 & 0 & L_3 c_3 \\ s_3 & c_3 & 0 & L_3 s_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

式中:  $c_1$  为  $\cos\theta_1$ ,  $s_1$  为  $\sin\theta_1$ ,  $L_1$  为沿  $X_2$  轴平移距离,  $c_3$  为  $\cos\theta_3$ ,  $s_3$  为  $\sin\theta_3$ ,  $L_3$  为沿  $X_3$  轴平移距离。

从而得到轮心 5 相对基坐标的坐标转换  $\mathbf{A}_5$  为:

$$\mathbf{A}_5 = {}^0 \mathbf{T}_5 = {}^0 \mathbf{T}_1 {}^1 \mathbf{T}_3 {}^3 \mathbf{T}_5$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_1 & s_1 & 0 & L_1 c_1 \\ -s_1 & c_1 & 0 & -L_1 s_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_3 & -s_3 & 0 & L_3 c_3 \\ s_3 & c_3 & 0 & L_3 s_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} c_3 & -s_3 & 0 & L_3 c_3 \\ s_3 & c_3 & 0 & L_3 s_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} c_1 c_3 + s_1 s_3 & -c_1 c_3 + s_1 c_3 & 0 & L_3 c_3 c_1 + L_3 s_3 s_1 + L_1 c_1 \\ -s_1 c_3 + c_1 c_3 & s_1 s_3 + c_1 c_3 & 0 & -L_3 c_3 s_1 + L_3 s_3 c_1 - L_1 s_1 \\ 0 & 0 & 1 & a_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

式中:  $c_i = \cos\alpha_i$ ,  $s_i = \sin\alpha_i$ ,  $c_i c_j = \cos\alpha_i \cos\alpha_j$ ,  $s_i s_j = \sin\alpha_i \sin\alpha_j$ ,  $c_i s_j = \cos\alpha_i \sin\alpha_j$ ,  $s_i c_j = \sin\alpha_i \cos\alpha_j$ ;  $n$ 、 $o$ 、 $a$  分别为法线向量、指向向量、接近向量;  $p$  为坐标向量原点在基坐标系中的位置向量。

矩阵相乘,等式两边对应相等,并整理得到变幅轮腿轮心 5 在基坐标系下运动学方程为:

$$P_x = L_3 \cos(\theta_1 - \theta_3) + L_1 \cos\theta_1 \quad (1)$$

$$P_y = -[L_3 \sin(\theta_1 - \theta_3) + L_1 \sin\theta_1] \quad (2)$$

$$P_z = a_1 \quad (3)$$

式中:  $P_x$  为轮心 5 在  $X$  轴方向的位移,mm;  $P_y$  为轮心 5 在  $Y$  轴方向的位移,即前轮腿竖直变幅越障参数,mm;  $P_z$  为轮心 5 在  $Z$  轴方向的位移,mm。式(2)中负号表示其在  $Y$  轴方向基坐标原点  $O$  下方。

### 1.3 双缸控制轮腿运动学模型变幅过程理论分析

对双缸控制变幅轮腿系统进行  $Y$  轴方向变幅越障<sup>[13-15]</sup> 分析,根据其变幅运动,得到“人”字形轮腿轮心 5 在基坐标系内  $Y$  方向相对于基坐标  $O$  点的位移变化规律(图 5)。

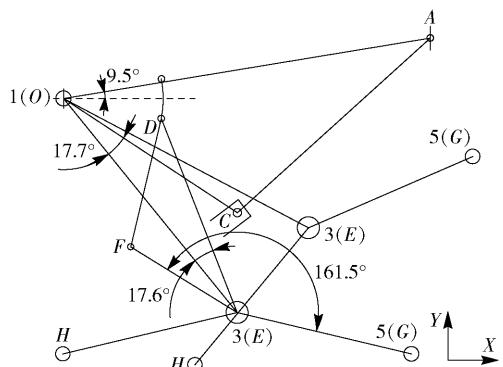


图 5 双缸控制轮腿越障过程分析示意图

Fig. 5 Analysis schematic for obstacle crossing process of double-cylinder wheeled-legs

已知  $A$  点初始安装角为  $9.5^\circ$ ,  $C$  点初始安装角为  $17.7^\circ$ ,  $D$  点初始安装角为  $17.6^\circ$ ,  $E$  点初始安装角为  $161.5^\circ$ ,由式  $P_y = -[L_3 \sin(\theta_1 - \theta_3) + L_1 \sin\theta_1]$ ,设其初始位置,可得其最大变幅距离:

$$Y_{\text{SGH}} = -[L_3 \sin(\theta_1 - \theta_3) + L_1 \sin\theta_1] - Y_G \quad (4)$$

式中:  $Y_{\text{SGH}}$  表示双缸高度,mm;  $Y_G$  为其初始位置,mm。

## 1.4 单缸控制轮腿运动学模型变幅过程理论分析

根据轮腿变幅运动特性,通过对单缸控制变幅轮腿系统进行Y轴方向变幅运动分析,得到“人”字形轮腿轮心5在基坐标系内Y方向相对于基坐标O点的位移变化规律。

如图6所示,已知A点的安装角为9.5°,C点的安装角为17.7°,由式 $P_y = -[L_3 \sin(\theta_1 - \theta_3) + L_1 \sin \theta_1]$ ,可得:

$$Y_{DGH} = -[L_3 \sin(\theta_1 - \theta_3) + L_1 \sin \theta_1] - Y_G \quad (5)$$

式中:  $Y_{DGH}$  表示单缸高度,mm。

由于采用单缸控制(见图3a)可得“人”字形轮腿位姿角 $\theta_3$ 变化为0°,从而得:

$$Y_{DGH} = -[L_3 \sin \theta_1 + L_1 \sin \theta_1] - Y_G$$

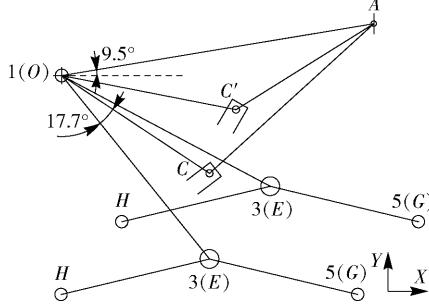


图6 单缸控制轮腿越障过程分析示意图

Fig. 6 Analysis schematic for obstacle crossing process of single-cylinder wheeled-legs

## 1.5 越障参数分析比较

令 $Y_{SGH} - Y_{DGH}$ ,可得:

$$Y_{SGH} - Y_{DGH} = L_3 [\sin \theta_1 - \sin(\theta_1 - \theta_3)] \geq 0 \quad (0 \leq \theta_1 \leq 90^\circ, 0 \leq \theta_3 \leq 90^\circ) \quad (6)$$

通过比较 $Y_{SGH}$ 与 $Y_{DGH}$ 可知,双缸控制轮腿越障高度数值始终大于单缸控制轮腿,即在相同条件下越障能力更强。

## 2 双缸主动步态变幅轮腿系统最佳位置优化

在三角形AOC(图3a)与三角形DEF(图3b)中,设AO的长度用 $x_1$ 表示,OC的长度为 $x_2$ ,DE的长度为 $x_3$ ,EF的长度为 $x_4$ , $\angle AOC$ 为 $\theta_1$ , $\angle GEI$ 为 $\theta_3$ , $\angle DEF$ 为 $\delta$ 。 $AC$ 为已知电动缸1长度, $DF$ 为电动缸2长度。同时根据本研究样机实际设计安装尺寸可知如下参数:A点初始安装角为9.5°,C点初始安装角为17.7°,D点初始安装角为17.6°,F点初始安装角为161.5°, $\angle HEG = 153^\circ$ 。

据式(2)可知 $L_1$ 与 $L_3$ 为定长,因此轮心点G的越障最大高度 $P_y$ 只与 $\theta_1$ 和 $\theta_3$ 有关,而控制缸1、2的安装位置参数 $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$ 、 $x_4$ ( $x_1$ 为控制缸1在车架上安装点A与前轮腿车架铰接点O之间的距离;

为控制缸1在前轮腿上的安装点C与前轮腿车架铰接点O之间的距离; $x_3$ 为控制缸2在前轮腿上的安装点D与控制缸2在“人”字形轮腿铰接点E之间的距离; $x_4$ 为控制缸2在“人”字形轮腿上的安装点F与“人”字形轮腿铰接点E之间的距离,如图7所示)将直接决定 $\theta_1$ 和 $\theta_3$ 的大小,也就是说将直接决定 $P_y$ 的大小。在三角形AOC中:

$$\theta_1 = \arccos \frac{x_1^2 + x_2^2 - AC^2}{2x_1x_2}$$

三角形DEF中, $x_3$ 与 $x_4$ 的夹角 $\delta$ 为:

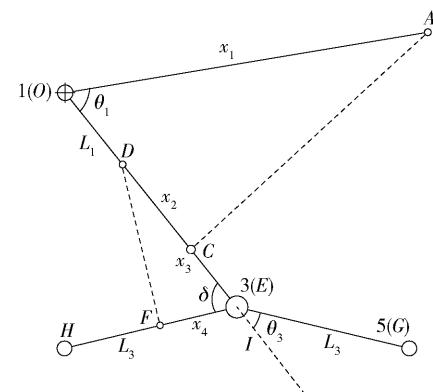
$$\delta = \arccos \frac{x_3^2 + x_4^2 - DF^2}{2x_3x_4}$$

而 $\delta = \theta_3 + 27^\circ$ ,从而得:

$$\theta_3 = \arccos \frac{x_3^2 + x_4^2 - DF^2}{2x_3x_4} - 27^\circ$$

代入式(2)得:

$$P_y = - \left[ L_3 \sin \left( \arccos \frac{x_1^2 + x_2^2 - AC^2}{2x_1x_2} - \arccos \frac{x_3^2 + x_4^2 - DF^2}{2x_3x_4} + 27^\circ \right) + L_1 \sin \left( \arccos \frac{x_1^2 + x_2^2 - AC^2}{2x_1x_2} \right) \right] \quad (7)$$



$x_1$ 为AO的长度, $x_2$ 为OC的长度, $x_3$ 为DE的长度, $x_4$ 为EF长度, $\angle AOC$ 为 $\theta_1$ , $\angle GEI$ 为 $\theta_3$ , $\angle DEF$ 为 $\delta$ 。 $x_1$  is the length of AO,  $x_2$  is the length of OC,  $x_3$  is the length of DE,  $x_4$  is the length of EF,  $\angle AOC$  is  $\theta_1$ ,  $\angle GEI$  is  $\theta_3$ ,  $\angle DEF$  is  $\delta$ .

图7 双缸最佳布置形式示意图

Fig. 7 Best double-cylinder arrangement diagram

根据样机设计参数,设定 $0 < x_1 \leq 700$  mm, $0 < x_2 \leq 467$  mm, $0 < x_3 \leq 467$  mm, $0 < x_4 \leq 301$  mm, $AC = 320$  mm, $DF = 275$  mm, $L_1 = 467$  mm, $L_3 = 301$  mm,根据式(7)使用MATLAB进行最优化计算。经运算,将所得数据进行力臂最大、三角形边角关系及控制缸最短行程、最长行程布置位置关系等条件下综合分析,可知每间隔10 mm,其 $P_y$ 最小值可取到-278.4 mm,但其不符合条件,故舍去。因此,依

次取其最小值为  $-285.9$  mm。为验证其变幅能力及变幅规律,我们任取其中 6 组符合条件数据(表 2)。

表 2 理论数据

Tab. 2 Theoretical data mm

$P_y$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$
-285.9	550	300	406	190
-285.9	560	370	406	190
-285.9	570	390	406	190
-285.9	610	400	406	190
-285.9	650	410	406	190
-285.9	670	420	406	190

注:  $P_y$  为越障高度,  $x_1$  为控制缸 1 在车架上安装点 A 与前轮腿车架铰接点 O 之间的距离,  $x_2$  为控制缸 1 在前轮腿上的安装点 C 与前轮腿车架铰接点 O 之间的距离,  $x_3$  为控制缸 2 在前轮腿上的安装点 D 与控制缸 2 在“人”字形轮腿铰接点 E 之间的距离,  $x_4$  为控制缸 2 在“人”字形轮腿上的安装点 F 与“人”字形轮腿铰接点 E 之间的距离。Notes:  $P_y$  is the obstacle crossing height,  $x_1$  is the distance between installation point A on the body and hinged point O of front wheeled-legs on the body,  $x_2$  is the distance between installation point C of control cylinder 1 on the front wheeled-legs and hinged point O of front wheeled-legs on the body,  $x_3$  is the distance between installation point D of control cylinder 2 on the front wheeled-legs and hinged point E of control cylinder 2 on the “人” shaped wheeled-legs,  $x_4$  is the distance between installation point F on the “人” shaped wheeled-legs of control cylinder 2 and hinged point E of “人” shaped wheeled-legs.

当设置间隔取为 10 mm 时,根据设计理论及经验可知:  $x_1$  取  $550 \sim 670$  mm 之间数值较合理, 对应  $x_2$  取值为  $300 \sim 420$  mm,  $x_3$  取值为  $406$  mm,  $x_4$  取值为  $190$  mm。最大越障高度绝对值可取到  $285.9$  mm。

### 3 实验与结果分析

#### 3.1 仿真实验分析

ADAMS 即机械系统动力学自动分析(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems),该软件是美国 MDI 公司(Mechanical Dynamics Inc.)开发的虚拟样机分析软件。ADAMS 是以多体系统动力学理论为基础开发出的机械系统仿真分析软件,使用交互式图形环境和零件库、约束库、力库等,能够创建完全参数化的机械系统动力学模型。借助该虚拟平台可在计算机上建立三维可视化模型,模拟在现实环境下系统的运动和动力特性,并根据仿真结果精化和优化系统的设计。该软件主要有 View、Solver 和 Postprocessor 三大基本模块,本研究越障工作臂的动力学仿真是基于主模块 View 完成的。模型参数中通过输入不同数值的  $x_1$ 、 $x_2$ 、

$x_3$ 、 $x_4$ ,得到多组轮腿轮心 5 对应越障高度  $P_y$  数值,轮腿变幅机构实现最大越障高度时的仿真情景见图 8。选择其中有代表性符合条件的 16 组数据进行对比分析(表 3)。

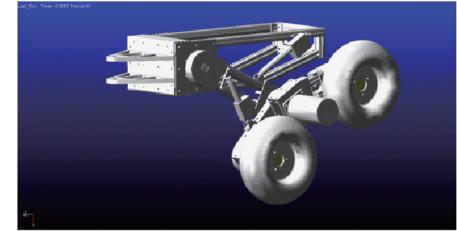


图 8 当  $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$ 、 $x_4$  变化时轮腿变幅机构实现最大越障高度时的仿真情景

Fig. 8 Simulation scenarios of the mechanism achieving the maximum obstacle crossing height with  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ ,  $x_4$  changing

表 3 仿真数据

Tab. 3 Simulation data mm

$P_y$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$
-782.1	350	190	480	270
-611.6	420	230	470	260
-598.3	480	260	465	243
-492.1	490	260	425	217
-371.2	500	270	421	200
-312.9	520	270	413	190
-283.6	550	280	409	195
-288.3	560	370	409	190
-281.7	570	390	409	190
-286.1	610	400	405	190
-285.7	650	410	405	190
-289.0	670	420	400	190
-315.5	680	430	400	190
-350.1	680	430	390	170
-562.3	690	440	350	150
-671.6	690	460	290	120

#### 3.2 实测实验结果分析、控制方法及过程

采用经典 PID 控制理论在 codsys 软件编程环境下实现对 ESPC 工业控制器的控制,建立了完整的控制系统。使用角度、位移传感器实现了相应驱动器分别对控制缸 1 及控制缸 2 程序控制,实现了按要求对行程的精确调整。

控制缸型号为 L 型直线电机 E05,速度为 10 mm/s,控制缸 1 行程 120 mm,控制缸 2 行程 50 mm。通过变化双缸与车架联接点的位置,即改变不同输入量  $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$ 、 $x_4$ ,得到多组越障高度数值  $P_y$ ,变幅轮腿运动状态如图 9 所示。取符合条件的 15 组数值进行比较(表 4)。

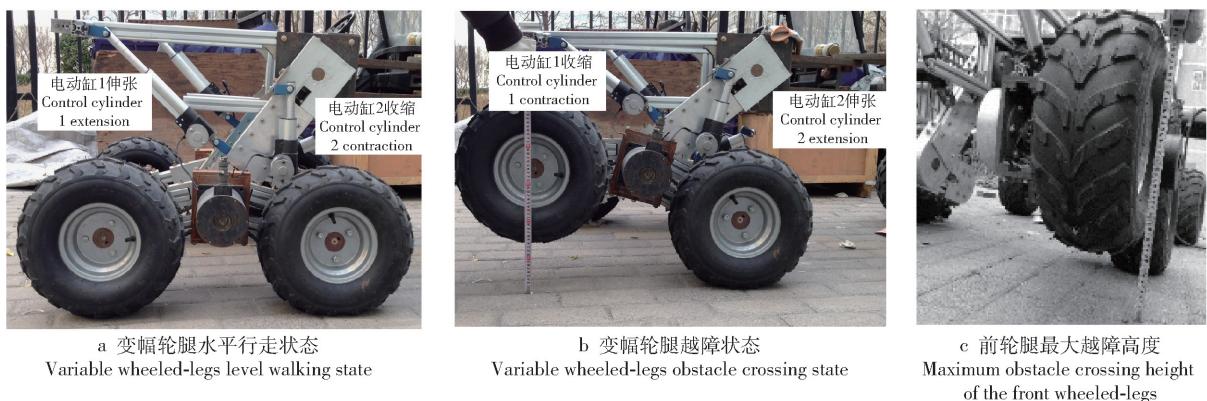


图9 变幅轮腿运动状态图

Fig. 9 Motion states of variable wheeled-legs

表4 实测数据

Tab. 4 Actual measurement data mm

$P_y$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$
-791.5	300	300	500	270
-772.9	350	400	490	260
-621.3	390	426	470	233
-588.6	430	426	420	226
-369.5	500	431	410	203
-312.8	550	300	409	192
-285.3	560	370	409	185
-294.5	570	390	407	195
-286.2	610	400	409	193
-287.0	650	410	406	188
-283.9	670	420	405	190
-315.8	680	435	405	190
-566.1	690	433	350	155
-701.9	700	435	290	126
-730.6	700	430	290	120

将理论数据、仿真数据及样机实测数据进行比较分析,如图10所示。其最大越障高度均可达到在285.9 mm,并在其附近波动。

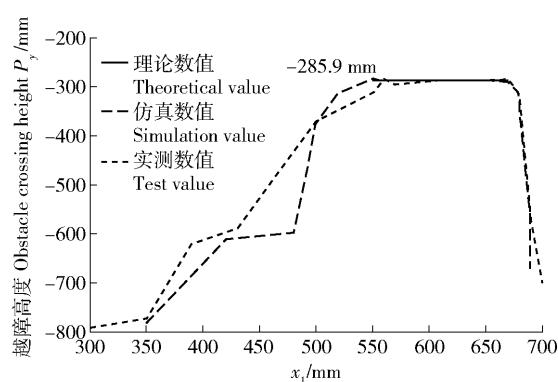


图10 理论计算、仿真实验及实测实验对比

Fig. 10 Comparison among theoretical calculations, simulation experiment and test experiment

### 3.3 结果比较分析

由图5、6及式(6)比较分析可以看出:变幅轮腿双缸控制越障高度始终大于单缸控制越障高度,即同等条件下双缸变幅轮腿系统越障能力更强。

在已知结构尺寸条件下,由图10中的理论计算、仿真实验及实测实验数据比较可知:①理论数据为水平线,其 $x_1$ 取值在550~670 mm之间, $x_2$ 取值为300~420 mm之间, $x_3$ 取值为406 mm, $x_4$ 取值为190 mm之间的一一对应数值;②仿真数据其最大值为一条在285.9 mm附近的波动线,其最大值的平均值为286.6 mm,对应 $x_1$ 取值在550~650 mm之间, $x_2$ 取值为280~420 mm之间, $x_3$ 取值为400~409 mm之间, $x_4$ 取值为190~195 mm之间的一一对应数值;③样机实测数据除有个别点由于实验误差跳动外,其最大值为285.9 mm附近的波动线,最大值的平均值为292.1 mm,对应 $x_1$ 取值在560~670 mm之间, $x_2$ 取值为370~420 mm之间, $x_3$ 取值为405~409 mm之间, $x_4$ 取值为185~190 mm之间的一一对应数值;④对比表2~4,可得理论数据 $P_y$ 最大可取值285.9 mm,仿真数值、样机实测数值与理论数值基本一致。该样机双缸最优布置位置参数: $x_1$ 取值560~650 mm, $x_2$ 取值370~420 mm, $x_3$ 取值406 mm, $x_4$ 取值190 mm。

## 4 结论

(1)通过D-H法建立双缸主动变幅轮腿模型,理论验证了同等条件下双缸主动变幅轮腿系统越障高度始终大于单缸越障高度;

(2)理论分析、仿真分析与样机实测数据在最大越障高度数值的切合度分别为99.7%和97.8%,验证了本轮腿系统运动学模型和双缸最优布置位置参数的正确性。

(3)本研究最大越障高度理论数据为285.9 mm,仿真数据为286.6 mm,实测数据为292.1 mm,

均可完全满足林地作业障碍物 100~150 mm 的生产要求。为实际林业生产及进一步研究双缸控制轮腿机构的运动特性提供了理论依据。

## 参考文献

- [1] 迟宝山, 权清达, 刘西侠, 等. 轮腿式行走系统研究综述[J]. 农业装备与车辆工程, 2013, 51(6): 46~49.  
Chi B S, Quan Q D, Liu X X, et al. Research on wheel-legged walking system [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2013, 51(6): 46~49.
- [2] 谢霞, 康少华, 侍才洪. 复杂地形移动底盘技术研究[J]. 工程机械, 2015, 46(3): 45~52.  
Xie X, Kang S H, Shi C H. Study on mobile chassis traveling in complex terrains [J]. Construction Machinery and Equipment, 2015, 46(3): 45~52.
- [3] 刘凯. 仿人机器人运动控制系统和步态规划算法的研究及实现[D]. 上海: 上海交通大学, 2010.  
Liu K. Motion control and gait planning for humanoid robot[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2010.
- [4] 李涛. 机器人规划与智能控制的研究及其仿真[D]. 淮南: 安徽理工大学, 2009.  
Li T. Research and simulation about robot planning and intelligent control [D]. Huainan: Anhui University of Science and Technology, 2009.
- [5] 赵之光. 基于 SVM 的双足机器人步态自学习控制方法[D]. 广州: 广东工业大学, 2012.  
Zhao Z G. Research of biped robot gait self-learning control algorithms based on SVM[D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2012.
- [6] 孟廷豪. 基于模糊控制的机器人避障研究[D]. 太原: 中北大学, 2013.  
Meng T H. The study of obstacle avoidance system based on fuzzy control for mobile robot[D]. Taiyuan: North University of China, 2013.
- [7] 江道根. 六自由度并联机器人 RBF 神经网络 PID 控制研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2010.  
Jiang D G. Study on RBFNN PID control for a 6-DOF parallel robot[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2010.
- [8] Han D T, Liu J H, Kan J M, et al. Analysis of a kinematic model for a forestry six-wheeled luffing articulated vehicle chassis [J]. Open Mechanical Engineering Journal, 2015, 9(1): 670~677.
- [9] 蔡自兴. 机器人学基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 6.  
Cai Z X. Fundamentals of robotics [M]. Beijing: Engineering Industry Press, 2009: 6.
- [10] 于靖军, 刘辛军, 丁希仑, 等. 机器人机构学的数学基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008: 7.  
Yu J J, Liu X J, Ding X L, et al. Mathematical foundations of robotic mechanisms [M]. Beijing: Engineering Industry Press, 2008: 7.
- [11] Craig J J. 机器人学导论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.  
Craig J J. Introduction to robotics mechanics and control [M]. Beijing: Engineering Industry Press, 2006.
- [12] 宋小康, 谈大龙, 吴镇炜, 等. 全地形轮式移动机器人运动学建模与分析[J]. 机械工程学报, 2008, 44(6): 148~154.  
Song X K, Tan D L, Wu Z W, et al. Kinematics modeling and analyses of all-terrain wheeled mobile robots[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(6): 148~154.
- [13] 于涌川, 原魁, 邹伟. 全驱动轮式机器人越障过程模型及影响因素分析[J]. 机器人, 2008, 30(1): 1~6.  
Yu Y C, Yuan K, Zou W. Dynamic model of all-wheel-drive mobile robot climbing over obstacles and analysis on its influential factors[J]. Robot, 2008, 30(1): 1~6.
- [14] 魏巍. 基于区间分析的轮式摆动车身车辆越野性能研究[D]. 长春: 吉林大学, 2012.  
Wei W. Research on off-road performance of wheeled vehicle with oscillating body based on interval analysis[D]. Changchun: Jilin University, 2012.
- [15] 韩军, 陈高杰, 王红坚, 等. 步行式挖掘机越障能力分析[J]. 中国工程机械学报, 2005, 3(1): 25~28.  
Han J, Chen G J, Wang H J, et al. Climbing ability analysis for walking mobile excavator [J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2005, 3(1): 25~28.

(责任编辑 吴娟  
责任编委 李文彬)