

DOI: 10.13332/j.1000-1522.20150367

基于工作小臂的履带式林木采育机越障能力分析与研究

韩东涛 刘晋浩
(北京林业大学工学院)

摘要:为了提高履带式林木采育机的林地越障能力,在履带式林木采育机的基础上加装越障工作小臂。基于 D-H 法建立采育机杆系的运动学模型,通过计算获得加装工作小臂条件下林木采育机的理论越障高度。在 ADAMS 环境下进行动态仿真,对各仿真相关的运动学参数进行分析,并将理论、仿真数据与实测采育机越障高度数据进行比较,验证林木采育机杆系运动学模型的正确性及其越障能力的提升程度。结果表明:在斗杆全收回状态,采育机整机抬升角度为 13°,越障高度为 693 mm;在斗杆全伸开状态,采育机整机提升角度为 6.3°,越障高度为 330 mm。加装越障工作小臂的履带式林木采育机能够满足林区越障要求,为实现和满足其上山入林作业,更有效地翻越障碍物提供了理论依据。

关键词:工作小臂; D-H 法; 运动学模型; 越障能力; ADAMS 仿真

中图分类号:S776.2 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-1522(2016)07-0105-07

HAN Dong-tao; LIU Jin-hao. **Obstacle-surmounting ability of harvester based on working boom.** *Journal of Beijing Forestry University* (2016) **38** (7) 105-111 [Ch, 20 ref.] School of Technology, Beijing Forestry University, Beijing, 100083, P. R. China.

In order to improve the obstacle-surmounting ability of the harvester, we propose to install a barrier boom on the harvester, and create a virtual prototype in solidworks. Kinematic model of the boom is established based on D-H method, and the theoretical obstacle-surmounting height of the harvesters is calculated. Dynamic simulation is carried out in the ADAMS environment, the kinematic parameters of the simulation are analyzed, and the theoretical result and simulation data are compared with the experimental data of the obstacle-surmounting test of harvester. The results show that lifting angle of the harvester is 13 degrees and obstacle-surmounting height is 693 mm when the bucket rod takes back. In another test, the lifting angle is 6.3 degrees and obstacle-surmounting height is 330 mm in the process of extending the bucket rod. The harvester of equipping working forearm can meet the requirements of the obstacle surmounting and our study provides a theoretical basis for the forest tracked harvesters working in the forest and crossing obstacles more effectively.

Key words working boom; D-H method; kinematic model; obstacle surmounting ability; ADAMS simulation

履带式林木采育机是集伐、打、截、归等于一体的综合性自动化林木采伐机械^[1],是现代化林业生产的重要工具,具有功能突出、效率高、工作可靠性高的优点。林业生产地面凹凸不平,尤其林间伐根等较高障碍物等存在,大大限制了采育机在山地等障碍物较多的林地生产中的使用。本研究在广东湛

江桉树(*Eucalyptus robusta*)林地用新型 ZG3150-9F 履带式林木采育机进行实际采伐作业,测试整机实际效果。结果表明整机各项指标均达标,但也存在一些问题。比较典型的问题是履带式林木采育机在实际作业时,由于其底盘行走系接近角较小而导致翻越地表障碍物能力较差^[2-4]。

收稿日期: 2015-10-25 修回日期: 2015-11-24

基金项目: “948”国家林业局引进项目(2011-4-02)。

第一作者: 韩东涛, 博士生。主要研究方向: 森林工程装备及其自动化。Email: 843140189@qq.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。

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: 同上。

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

目前,大多数履带式林木采育机底盘多采用履带挖掘机底盘(如图1a所示)作为工作底盘。其主要优点是:履带挖掘机底盘技术比较成熟;比较适合松软、泥泞、壕沟等山区自然路面的地形地貌;爬缓坡越壕能力较强。缺点是:底盘行走系统的接近角

较小。而我国林地伐区地貌一般 100 mm 以上的地表障碍物(例如伐根等)^[5-7]较多,采育机入林作业时会出现行走越障困难,越障过程中甚至会损坏履带。这严重影响了采育机的生产效率和效率。



a 改装前 Before refitting



b 改装后 After refitting

图1 改装前后的履带式林木采育机

Fig. 1 Track harvester before and after refitting

为提高履带式林木采育机的林地越障能力^[8],本研究在林木采育机斗杆上安装了越障工作小臂。小臂与采育机斗杆联接,一端通过旋转马达联接采伐头,另一端可实现与地面支撑接触(如图1b所示)。在保证联接强度的前提下,通过车辆尾部增加配重来解决由于加装工作小臂造成的前端过重而导致的失稳问题,保证其稳定性。通过控制旋转马达,保证采伐头的灵活性、操纵性和操作视野良好。工作小臂与地面接触支撑可增加履带采育机的接近角,这大大提高了整车翻越障碍物的能力,有效地解决了履带式采育机林地作业中越障能力不足的问题。

本文基于机器人学 D-H 法^[9]建立采育机杆系运动学模型并进行分析计算。通过研究越障工作小臂的不同姿态(即斗杆全收回与全伸出两极限位置),得出在使用越障工作小臂实现最大越障高度时,越障工作小臂的最佳位置与整机抬升角度的关系及其变化规律。研究加装工作小臂后采育机越障能力的提升效果,并分析主要影响因素。

1 D-H 法运动学模型

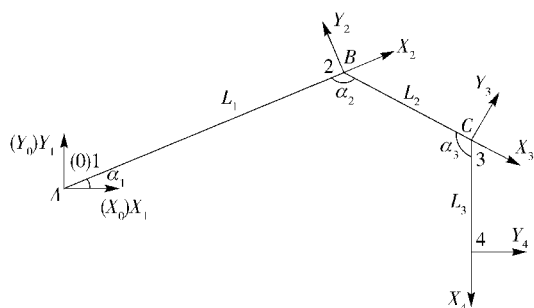
1.1 采育机杆系运动学模型

1.1.1 坐标系建立

将采育机工作装置的活动关节视为3个转动关节的三自由度串联开链杆件机构。依据 D-H 参数法建立各杆件运动学坐标系,如图2所示。

1.1.2 参数确定

根据采育机杆件运动学坐标系,运用 D-H 法由



A 为动臂与车体的铰接点,B 为动臂与斗杆的铰接点,C 为斗杆与工作小臂的铰接点,D 为工作小臂与地面的接触点, α_1 为动臂与水平线的夹角, α_2 为动臂与斗杆间的夹角, α_3 为斗杆与工作小臂间的夹角,0 为基坐标系,1 为车体与动臂关节坐标系,2 为连杆 AB 关节坐标系,3 为连杆 BC 关节坐标系,4 为连杆 CD 关节坐标系, L_1 为动臂长度, L_2 为斗杆长度, L_3 为工作小臂有效工作长度。A is the hinged point of boom and body, B the hinged point of boom and bucket rod, C the hinged point of bucket rod and working forearm, D the touching point of working forearm and ground, α_1 the angle between cable of movable arm and the bucket rod and the horizontal, α_2 the angle of angle between movable arm and the bucket rod, α_3 the angle of angle between bucket rod and working forearm, 0 the basis coordinate system, 1 the joint coordinate between machine body and boom, 2 the joint coordinate system of connecting rod AB, 3 the joint coordinate system of connecting rod BC, 4 the joint coordinate system of connecting CD, L_1 the length of boom, L_2 the length of bucket rod, and L_3 the effective working length of working forearm.

图2 林木采育机杆件运动学坐标系

Fig. 2 Kinematic model coordinate system of the harvester's boom

坐标系 $\{O_{i-1}\}$ 到 $\{O_i\}$ ($i=1,2,3$)绕 Z_i 轴、 X_i 轴旋转、平移的位姿转换方法^[10]得到相应 D-H 转换参

数,如表 1 所示。

表 1 D-H 参数表

Tab. 1 D-H data

连杆 Link	$\theta_i/(^{\circ})$	d_i/mm	a_i/mm	$\alpha_i/(^{\circ})$
1	0	0	0	0
2	α_1	0	L_1	0
3	$-(180-\alpha_2)$	0	L_2	0
4	$-(180-\alpha_3)$	0	L_3	0

注: θ_i 为两连杆夹角, d_i 为两连杆距离, a_i 为连杆长度, α_i 为连杆扭角。Notes: θ_i is the angle between connecting rod and connecting rod, d_i the distance between connecting rod and connecting rod, a_i the length of connecting rod, and α_i the twist angle of connecting rod.

将参数代入 D-H 法连杆变换通式,可求得各臂杆变换矩阵 0A_1 、 1A_2 、 3A_3 、 3A_4 如下:

$${}^0A_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^1A_2 = \begin{bmatrix} c_1(c_2c_3-s_2s_3)-s_1(c_2s_3+c_3s_2) & -c_1(c_2s_3+c_3s_2)-s_1(c_2c_3-s_2s_3) & 0 & L_1c_1-s_1(c_2L_3c_3-L_2s_2+L_3c_3s_2)-c_1(L_2c_2-c_2L_3c_3+L_3c_3s_2) \\ c_1(c_2s_3+c_3s_2)+s_1(c_2c_3-s_2s_3) & c_1(c_2c_3-s_2s_3)-s_1(c_2s_3+c_3s_2) & 0 & L_1s_1-s_1(L_2c_2-c_2L_3c_3+L_3c_3s_2)+c_1(c_2L_3c_3-L_2s_2+L_3c_3s_2) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^3A_3 = \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^3A_4 = \begin{bmatrix} c_1(c_2c_3-s_2s_3)-s_1(c_2s_3+c_3s_2) & -c_1(c_2s_3+c_3s_2)-s_1(c_2c_3-s_2s_3) & 0 & L_1c_1-s_1(c_2L_3c_3-L_2s_2+L_3c_3s_2)-c_1(L_2c_2-c_2L_3c_3+L_3c_3s_2) \\ c_1(c_2s_3+c_3s_2)+s_1(c_2c_3-s_2s_3) & c_1(c_2c_3-s_2s_3)-s_1(c_2s_3+c_3s_2) & 0 & L_1s_1-s_1(L_2c_2-c_2L_3c_3+L_3c_3s_2)+c_1(c_2L_3c_3-L_2s_2+L_3c_3s_2) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

式中: $\boldsymbol{n}$ 为法线矢量, $\boldsymbol{o}$ 为指向矢量, $\boldsymbol{a}$ 为接近矢量, $\boldsymbol{p}$ 为位移矢量。 n_x 、 n_y 、 n_z 、 o_x 、 o_y 、 o_z 、 a_x 、 a_y 、 a_z 与 p_x 、 p_y 、 p_z 共同组成工作末端的矢量集合。 p_x 、 p_y 、 p_z 即为工作末端在基坐标系中的坐标表达。由矩阵中对应项相等可以得出:

$$\begin{cases} p_x = L_1c_1 - s_1(c_2L_3c_3 - L_2s_2 + L_3c_3s_2) - c_1(L_2c_2 - c_2L_3c_3 + L_3c_3s_2) \\ p_y = L_1s_1 - s_1(L_2c_2 - c_2L_3c_3 + L_3c_3s_2) + c_1(c_2L_3c_3 - L_2s_2 + L_3c_3s_2) \\ p_z = 0 \end{cases}$$

(2)

式中: $c_i = \cos\alpha_i$, $s_i = \sin\alpha_i$, $c_ic_j = \cos\alpha_i\cos\alpha_j$, $s_is_j = \sin\alpha_i\sin\alpha_j$, $c_is_j = \cos\alpha_i\sin\alpha_j$, $s_ic_j = \sin\alpha_i\cos\alpha_j$ 。

1.2 林木采育机斗杆状态分析

如图 3 所示,由样机 ZG3150-9F 底盘参数可知:斗杆全伸开状态时对应 α_2 ($\angle ABC$) 最大值为 160° ,斗杆全收回状态时 α_2 最小值为 55° 。装配越障工作小臂后,无论保持斗杆处于全展开状态或是全收回状态,均可通过改变工作小臂及动臂的位姿变化、工作小臂结构尺寸参数及其与地面支撑位置等条件来使 α_1 、 α_3 、 α_4 对应发生改变,从而引起整机越障高度的变化。因此,可以通过调整这些因素的大小来

$${}^1A_2 = \begin{bmatrix} \cos\alpha_1 & -\sin\alpha_1 & 0 & L_1\cos\alpha_1 \\ \sin\alpha_1 & \cos\alpha_1 & 0 & L_1\sin\alpha_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^2A_3 = \begin{bmatrix} -\cos\alpha_2 & \sin\alpha_2 & 0 & -L_2\cos\alpha_2 \\ -\sin\alpha_2 & -\cos\alpha_2 & 0 & -L_2\sin\alpha_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^3A_4 = \begin{bmatrix} -\cos\alpha_3 & \sin\alpha_3 & 0 & -L_3\cos\alpha_3 \\ -\sin\alpha_3 & -\cos\alpha_3 & 0 & -L_3\sin\alpha_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

各变换矩阵相乘,可得到采育机杆系运动学方程 0T_4 :

$${}^0T_4 = {}^0A_1 {}^1A_2 {}^2A_3 {}^3A_4 =$$

(1)

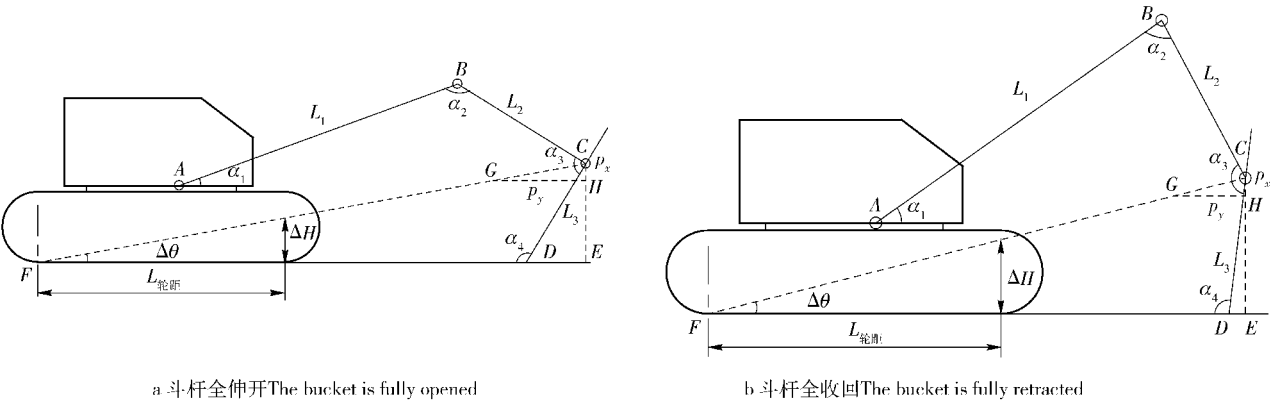
实现最大越障高度。我们将采育机的初始状态作为参考量,用来测试工作小臂转动到不同位置时各对应角度的变化值。

2 理论分析

2.1 斗杆全伸开

如图 3a 所示,斗杆全伸开时(即 α_2 达到 160° 并保持),调整工作小臂的位置,即可测试并计算得到各对应角度变化及相应整机抬升高度。 α_1 在 $5^{\circ} \sim 64^{\circ}$ 、 α_3 在 $18^{\circ} \sim 179^{\circ}$ 之间(ZG3150-9F 底盘动臂与斗杆的正常调节角度范围内)随 α_4 变化。 α_4 则是工作小臂与地面成锐角、直角、钝角 3 种状态时在 $0^{\circ} \sim 180^{\circ}$ 之间取值。为研究问题方便, α_4 任取了 7 组数据(其中取 36.07° 、 54.54° 、 69.54° 时对应工作小臂与地面成锐角状态;取 90° 时对应工作小臂与地面成直角状态;取 120.8° 、 144.96° 、 149.78° 时对应工作小臂与地面成钝角状态)。由样机可知 $L_1 = 3\,358\text{ mm}$, $L_2 = 2\,578\text{ mm}$, $L_3 = 2\,496\text{ mm}$, $L_{\text{轮距}} = 3\,000\text{ mm}$, p_x 、 p_y 可由式(2)求得。根据图 3a 中

$$\triangle CGH \text{ 与 } \triangle CFE \text{ 相似关系得到的 } \tan \Delta\theta = \frac{p_x}{\Delta H} =$$



α_4 为工作小臂与地面水平线的夹角, E 为铰接点 C 在地面上的投影, F 点为采育机后轮与地面的接触点, G 为 p_y 方向位移与 CF 的交点, H 为 p_x 方向移动距离点, ΔH 为整机越障高度, $\Delta\theta$ 为整机抬升角度, $L_{\text{轮距}}$ 为采育机前、后轮之间距离。 α_4 is the angle between working forearm and ground, E the projection of the hinged point C on the ground, F the touching point of harvester rear wheel, G the point of intersection between the displacement of the p_y and line CF , H the moving distance point of the p_x , ΔH the whole machine obstacle height, $\Delta\theta$ the whole machine lifting angle, and $L_{\text{轮距}}$ is the distance of between front wheel and rear wheel of the harvester.

图3 斗杆全伸开及全收回示意图
Fig. 3 Diagram when bucket rod is fully opened and retracted

$\frac{p_y}{L_{\text{轮距}}}$, 计算可得整机越障高度 ΔH 。

由表2可知:随着 α_4 逐渐增加, α_3 逐渐减小, α_1 变化不大。当 α_4 取到 90° 左右时,工作小臂的有效工作长度 L_3 实现最大值,此时 ΔH 达到最大值300.50 mm。

表2 斗杆全伸开时整机越障高度理论数值表				
Tab.2 Theoretical data of the whole machine obstacle height when the bucket rod is fully open				
$\alpha_4/(^\circ)$	$\alpha_3/(^\circ)$	$\alpha_1/(^\circ)$	抬升角度 Lifting angle ($\Delta\theta$)/($^\circ$)	越障高度 Obstacle height (ΔH)/mm
36.07	161.42	32.60	1.14	59.70
54.54	140.21	35.36	3.90	204.52
69.54	123.76	36.65	5.19	272.49
90.00	102.92	37.18	5.72	300.50
120.80	73.32	35.88	4.42	231.89
144.96	52.42	32.74	1.28	67.03
149.78	48.56	31.50	0.04	2.09

2.2 斗杆全收回

同理如图3b所示, α_2 保持 55° 不变,采育机斗杆处于全收回状态。保持工作小臂与地面接触,调整工作小臂的位置, α_4 任取8组数据。

由表3可知:当斗杆全收回时, α_4 取钝角能实现工作小臂与地面接触。对应当 α_3 取到最大值 179° 时,工作小臂有效长度 L_3 达到最大值, ΔH 达到最大值732.99 mm。因此,斗杆全收回时,斗杆和小

臂之间的夹角 α_3 越大,采育机越障高度越大。

表3 斗杆全收回时整机越障高度理论数值表				
Tab.3 Theoretical data of the whole machine obstacle height when the bucket rod is fully retracted				
$\alpha_4/(^\circ)$	$\alpha_3/(^\circ)$	$\alpha_1/(^\circ)$	抬升角度 Lifting angle ($\Delta\theta$)/($^\circ$)	越障高度 Obstacle height (ΔH)/mm
116.80	179.00	58.73	13.73	732.99
120.85	175.47	57.62	13.03	694.26
122.38	175.00	56.59	12.00	637.68
128.55	169.84	55.57	10.98	582.06
130.23	167.32	54.69	8.78	463.35
131.94	166.96	54.71	6.96	366.24
133.50	166.72	53.78	5.73	301.02
139.98	164.80	53.06	4.31	226.09

对比表2、3可知:采育机斗杆全收回越障能力优于比全伸开状态,且工作小臂有效工作长度 L_3 越大,越障高度值越大。

3 仿真分析

机械系统动力学自分析软件ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)是美国MDI公司开发的虚拟样机分析软件。

3.1 仿真设置

在Solidworks环境下建立履带式林木采育机的虚拟样机模型,并将其导入ADAMS软件^[11-15]设置约束,将地面与履带之间以及地面与小臂间的接触

均设为刚体间的接触,锁定使斗杆伸开或收回的伸缩缸,实现斗杆全伸开与全收回状态。驱动后轮并

给工作小臂驱动缸输入驱动力,使履带与工作小臂按要求运动。其仿真状态如图 4 所示。

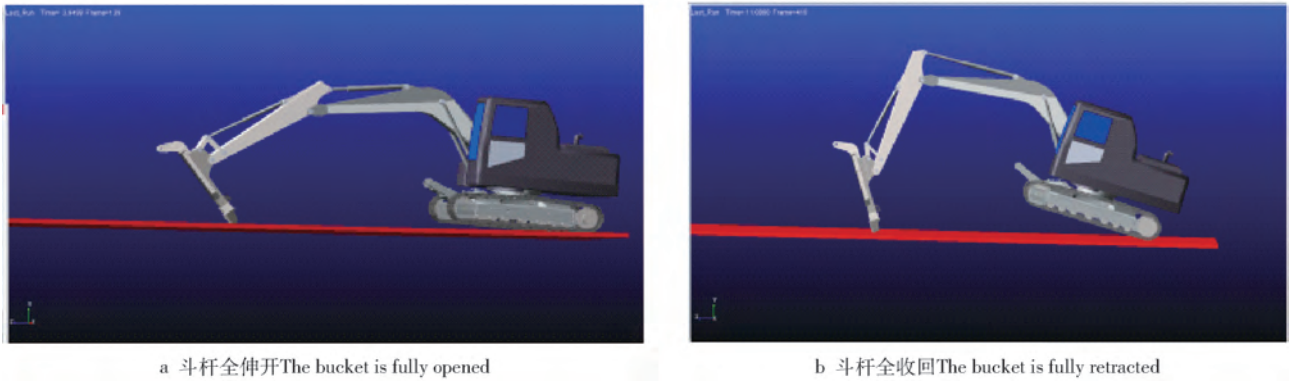


图 4 斗杆全伸开及全收回越障仿真状态

Fig.4 Simulation state of prototype when the bucket is fully open and fully retracted

3.2 数值分析

根据采育机绕后轮接地点抬升角速度及对应时

间可计算出其 $\Delta\theta$,并根据 $\Delta H = L_{\text{轮距}} \tan\Delta\theta$ 得出其相应整机越障高度。计算结果如表 4 所示。

表 4 斗杆全伸开及全收回时采育机仿真数值表

Tab.4 Simulation data statistics when the bucket is fully open and fully retracted

斗杆全伸开				斗杆全收回			
Bucket rod is fully open				Bucket rod is fully retracted			
角速度 Angular velocity/(rad·s ⁻¹)	时间 Time/s	抬升角度 Lifting angle (Δθ)/(°)	越障高度 Obstacle height (ΔH)/mm	角速度 Angular velocity/(rad·s ⁻¹)	时间 Time/s	抬升角度 Lifting angle (Δθ)/(°)	越障高度 Obstacle height (ΔH)/mm
0.96	1	0.96	50.28	1.12	2.5	2.8	150
0.93	3	2.8	150.3	1.14	5	5.71	300
0.91	5	4.57	250.6	1.13	8.8	9.33	493
0.95	7	6.67	349.8	1.13	10	11.31	600
				1.07	11.5	12.4	660

由表 4 可知:斗杆全收回状态下由于工作小臂推力较大,因此整机抬升旋转角速度较大,抬升过程用时较长,对应越障高度较大。

4 样机实测分析

4.1 样机测试

在广西人工林地对 ZG3150-9F 林木采育机进行样机实测。在保证实验参数与理论计算、仿真参数一致的情况下^[16],对采育机分别进行了斗杆全伸出与斗杆全收回 2 种状态下的样机越障试验,实际测量了整机抬升角度 $\Delta\theta$ 及相应越障高度 ΔH ,结果如表 5 所示。

由表 5 可知:斗杆全伸开状态最大抬升角度为 6.3°,越障高度为 330 mm;斗杆全收回状态最大抬升角度可达 13°,整机越障高度 693 mm,越障能力优于全伸开状态。

4.2 对比分析

根据理论计算、仿真分析及样机测试结果,绘制斗杆全伸开及全收回时越障高度与整机抬升角度的关系图(图 5)。

表 5 斗杆全伸开及全收回状态整机越障高度实测数值表

Tab.5 Test data of the whole machine obstacle height when bucket rod is fully open and fully retracted

斗杆全伸开		斗杆全收回	
Bucket rod is fully opened		Bucket rod is fully retracted	
Δθ/(°)	ΔH/mm	Δθ/(°)	ΔH/mm
1	52.5	1.5	78
2	105	5	162
3	156	7	368
6	315	9	587
6.3	330	13	693

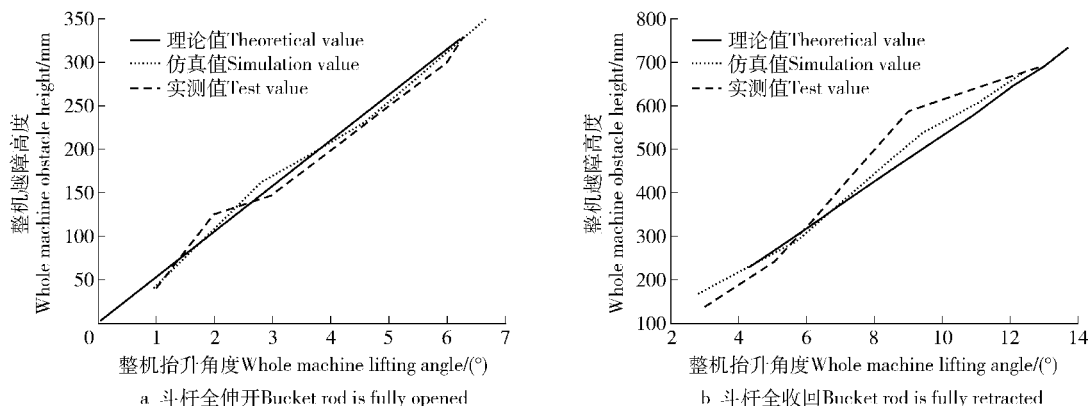


图5 斗杆全伸开及全收回时越障高度与整机抬升角度关系

Fig.5 Relationship of the obstacle height and the angle of harvester when bucket rod is fully opened and retracted

由图5可知:在斗杆全收回时,整机抬升角度更大,同时越障高度也更大。但抬升角在 $8^{\circ} \sim 10^{\circ}$ 范围时,实测曲线振幅变化较大,主要是由于整机重心升高,车体产生剧烈振动,越障过程中稳定性变差^[17-20],甚至出现失稳等现象。因此,斗杆全收回状态,抬升角在 $3^{\circ} \sim 8^{\circ}$ 范围内最佳。

5 结论与讨论

1)斗杆全伸开和全收回时最大越障高度理论值、仿真值与实测值基本一致,证明所建D-H运动学模型正确,为林区作业底盘越障研究提供了理论依据。

2)加装越障工作小臂后,林木联合采育机的越障能力明显提升。斗杆全收回状态越障效果优于斗杆全伸开状态,最大越障高度可达693 mm,满足林区作业要求;但全收回状态越障过程稳定性变差。

3)斗杆全伸开状态下保持工作小臂与地面垂直位置为最佳工作位置,既能满足林区作业要求又能保证越障过程的稳定性。

4)工作小臂的有效工作长度越大,越障效果越好。

参考文献

[1] 余东威.履带式林木联合采育机越障底盘的研究与设计[D].北京:北京林业大学,2012.
YU D W. Research and design on obstacle chassis of the crawler forest combined harvesters [D]. Beijing: Beijing Forestry University, 2012.

[2] 郑红.基于ADAMS/ATV履带车越沟能力仿真研究[J].长沙航空职业技术学院学报,2007,7(2):51-54.
ZHENG H. Simulation study on the ability of the tracked vehicle based on ADAMS/ATV [J]. Journal of Changsha Aeronautical Vocational and Technical College, 2007,7(2):51-54.

[3] 韩军.步行式挖掘机纵向能力分析[J].中国工程机械学报,2005,3(1):25-28.
HAN J. Analysis of vertical capacity of walking excavator [J].

Chinese Journal of Construction Machinery, 2005, 3(1):25-28.

[4] 巩青松.履带式工作车辆设计分析的关键技术研究[D].扬州:扬州大学,2008.
GONG Q S. The key to the design and analysis of crawler type working vehicle [D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2008.

[5] 韩建丽,谢世友.林业用地与地形地貌因子相关性分析[J].中国农学通报,2013,29(4):30-34.
HAN J L, XIE S Y. Correlation analysis of forest land and terrain factors [J]. Chinese Agricultural Science Bulletin, 2013,29(4):30-34.

[6] 肖生灵.伐根适宜高度的研究[J].东北林业大学学报,1999,27(4):42-45.
XIAO S L. Study on the appropriate height of stump [J]. Journal of Northeast Forestry University, 1999,27(4):42-45.

[7] 洪长福,薛瑞山,韩金发,等.巨尾桉萌芽更新最佳伐根高度的确定[J].森林工程,2003,19(1):11-12.
HONG C F, XUE R S, HAN J F, et al. The determination of the optimum height of Urophylla stump sprout [J]. Forest Engineering, 2003, 19(1):11-12.

[8] 沈嵘枫.履带式采伐机的通过性[J].福建农林大学学报,2010,39(1):98-101.
SHEN R F. Pass performance of the crawler harvester [J]. Journal of Fujian Agriculture and Forestry University, 2010, 39(1):98-101.

[9] 宋海峰.基于D-H法的挖掘机工作装置运动学分析[J].建筑机械,2012(9):87-90.
SONG H F. Kinematic analysis of excavator working device based on D-H method [J]. Construction Machinery, 2012(9):87-90.

[10] 蔡自兴.机器人学[M].北京:清华大学出版社,2000:42-66.
CAI Z X. Introduction to robot [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2000:42-66.

[11] 聂崇训. ADAMS分析软件在履带式车辆性能预测中的应用[J].工程机械,2003,34(11):59-62.
NIE C X. Application of ADAMS analysis software in performance prediction of tracked vehicle [J]. Engineering Machinery, 2003, 34(11):59-62.

[12] 韩宝坤.履带车辆动力学仿真技术的发展与展望[J].兵工学报,2003,24(2):246-249.

HAN B K. Development and prospect of the dynamic simulation of tracked vehicle [J]. Acta Armamentarii, 2003, 24 (2): 246-249.

[13] 赵瑜,闫宏伟. 履带式行走机构设计分析和研究[J]. 新技术新工艺,2010(5):50-53.

ZHAO Y, YAN H W. Analysis and research on the design of crawler type walking mechanism [J]. New Technology & New Process, 2010 (5):50-53.

[14] 王克运. 履带车辆越障过程的动力学仿真[J]. 兵工学报, 2005,26(5):577-583.

WANG K Y. Dynamic simulation of tracked vehicle obstacle process [J]. Acta Armamentarii, 2005,26(5):577-583.

[15] 豪格 E J. 机械系统的计算机辅助运动学和动力学[M]. 刘兴祥译. 北京:高等教育出版社,1994.

HAUG E J. Computer aided kinematics and dynamics of mechanical systems [M]. LIU X Y trans. Beijing: Higher Education Press, 1994.

[16] 蒋永林. 基于 wes 法的越野汽车松软地面通过性预测[J]. 轻型汽车技术,1999(4):20-22.

JIANG Y L. Pass prediction of soft ground of off-road vehicle based on wes method [J]. Light Vehicle Technology, 1999 (4): 20-22.

[17] 徐锐良,罗跃辉. 车辆通过性研究现状及趋势[J]. 拖拉机与农用运输车,2013(5):5-8.

XU R L,LUO Y H. Research status and trend of vehicle passing performance [J]. Tractor & Farm Transporter, 2013(5): 5-8.

[18] HAMMER E W. Theory of land locomotion [J]. Journal of the Franklin Institute,1957, 263(6):564-565.

[19] BEKKER M G. Off-the-road locomotion: research and development in terramechanics [M]. Michigan: University of Michigan Press, 1960.

[20] REECE A R. Introduction to terrain-vehicle systems [J]. Journal of Terramechanics, 1970, 7(1):75-77.

(责任编辑 李文军
责任编辑 李文彬)