

山地果园双履带微型运输车的设计、仿真与试验

刘佛良¹ 张震邦¹ 杨晓彬¹ 吴伟斌^{1,2} 洪添胜^{1,2} 郑鹏淋¹ 张增博¹

1. 华南农业大学工程学院, 广州 510642;

2. 华南农业大学南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室/

国家柑橘产业技术体系机械研究室/广东省山地果园机械创新工程技术研究中心, 广州 510642

摘要 设计一种非刚性底盘的以双轮毂电机驱动的山地果园双履带微型运输车, 该运输车主体外形尺寸为2 150 mm×1 040 mm×1 100 mm, 采用战车式底盘作为行驶机构和双轮毂电机独立驱动及链传动方式。通过SolidWorks软件进行三维建模, 创建虚拟样机模型和高台壕沟仿真地形; 应用ADAMS软件对运输车底盘行驶机构进行高台和壕沟越障的仿真分析。仿真结果显示, 在高台和壕沟越障过程中, 质心横向位移的绝对误差在±5%范围内, 质心纵向位移的绝对误差在±3%范围内。实地样车试验结果表明, 运输车的最大载荷为250 kg, 最大爬坡度为20°, 最高车速为1.8 m/s, 最小转向半径为0.7 m, 达到设计要求; 其越障能力较强, 对地形复杂、路况差甚至无路的山地果园的适应性更好, 能较好地满足山地果园的运输要求。

关键词 山地果园; 双履带运输车; 轮毂电机驱动; 仿真

中图分类号 S 219.1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2018)04-0015-09

中国是水果生产大国, 2016年我国水果种植面积约为1 547万hm², 水果总产量为28 319万t, 其中柑橘产量占到全年全国水果总产量的14.23%, 仅次于苹果, 位居第二位^[1]。目前, 我国90%的柑橘种植在丘陵山区, 传统的人工挑担搬运等方式不仅使得劳动强度大, 而且生产成本高。当前是我国从传统农业向现代农业转型的关键时期, 而柑橘果园强壮劳动力越来越少, 因此, 实现柑橘果园运输机械化显得越来越迫切^[2-3]。国内丘陵山区柑橘种植立地条件差, 作业环境复杂, 山地坡度大, 迫切需要一种越野通过性能强的运输机械来实现农资和果品的短距离运输^[4-7]。

目前, 国内外使用的运输车主要可分为三类^[8-12]。一是大型农用运输车, 采用现有的拖拉机挂接载重箱, 货运量大且越障性能好, 但体积大, 无法在复杂的山地果园灵活运行。二是轮式三轮车, 结构轻巧、转弯灵活且经济性好, 但由于采用橡胶轮胎, 对地面要求较高, 在山地果园的适应性和越障性能差。三是履带运输车, 采用单履带作为行驶机构,

结构轻简、操作方便, 但稳定性差、载荷小。采用双履带作为行驶机构, 接地面积和载荷大, 但由于采用刚性底盘, 底盘离地间隙较低, 其平顺性和通过性都比较差; 尤其是遇到丘陵山地果园凸起或者凹坑时, 由于底盘为刚性连接, 使得车身倾斜角度过大, 导致车厢内的货物会随之移动甚至掉出车外, 严重者可造成整车侧翻。研究表明, 双履带运动底盘通过性能好, 适合于山地果园运输作业。马晓波等^[13]利用UG设计了一台履带式剩余物运输车, 运动仿真结果显示履带底盘具有良好的环境适应性。欧阳益斌等^[14]研制了一款适用于油茶林的履带抚育机, 并通过实地样机试验验证了该机优越的过沟通过性。

现有的柑橘和苹果等果园中果树树冠的行间距和株距一般为1.2 m左右^[15], 空间狭小, 路面复杂, 常用的农用运输车辆难以在果园内进行货物的运输。为解决山地果园的运输难题, 开发一种动力性能强、载荷大的运输车已成为当地果园发展的迫切需要。针对山地果园这一特殊运输环境, 笔者所在团队设计了一种柔性底盘的微型双履带轮毂电动运

收稿日期: 2018-01-09

基金项目: 公益性行业(农业)科研专项(201403036); “十二五”农村领域国家科技计划课题(2014BAD16B0103); 广东省组织部扬帆计划引进创新创业团队专项(201312G06); 广东省自然科学基金项目(2015A030313426); 广东省现代农业产业技术体系创新团队—茶叶产业创新团队设施与机械化岗位(2017LM1093)

刘佛良, 硕士研究生。研究方向: 农业工程、机电一体化和信息技术应用研究。E-mail: liufoliang2017@163.com

通信作者: 吴伟斌, 博士, 教授。研究方向: 农业工程、机电一体化和信息技术应用研究。E-mail: wuweibin@scau.edu.cn

输车，并对运输车关键结构如底盘行驶机构进行仿真分析和整车的主要性能进行试验分析，可为山地果园运输装备的设计和研发提供参考依据。

1 材料与方法

1.1 设计目标与总体技术参数

综合考虑果园环境因素，主要设计目标：一是结构紧凑轻简，人工操作方便，经济性好，绿色环保，载荷大，越障性能强，能在山地果园复杂的地形中灵活机动行驶；二是满足山地果园果树行距和株距的种植要求，最大载荷为250 kg，最大爬坡度为20°，最小转向半径为0.7 m，最高车速1.8 m/s。总体技术参数见表1。

表1 双履带运输车总体技术参数

Table 1 Doublecrawler transporter general technical parameters

参数名称 Parameters	数值 Values
外形尺寸(长×宽×高)/mm Overall dimensions (L × W × H)	2 150×1 040× 1 100
轮毂电机功率/kW Motor power	1.5
轮毂电机工作电压/V Motor operating voltage	48
整车装备质量/kg Vehicle equipment quality	140
装载质量(包括驾驶员)/kg Loading quality including driver	250
最高车速/(m/s) The maximum speed	1.5
最大爬坡角度/(°) Maximum climbing angle	20

1.2 电源、驱动电机功率及减速比选择

1)电源选择。考虑在山地等复杂路况下使用以及运输车的使用对象一般是农户等情况，要求电池必须具有较高的可靠性，且整车的价格应在农户能接受的范围之内，最后选用铅酸蓄电池为电机供电，电池型号为天能电动四轮汽车动力电池/12V45Ah/6-EVF-45。

2)驱动电机的功率选择。根据设定的指标参数，计算双履带运输车在极限工况以及一般工况下所需要的功率。双履带运输车以最大爬坡角满载爬坡行驶时，如图1所示，单边履带的驱动力为：

$$F = \frac{m g \sin \theta + m g \cos \theta (f_1 + f_2)}{2} \quad (1)$$

式(1)中， m 为双履带运输车以最大爬坡角满载爬坡时的总质量，kg； θ 为最大爬坡角度； f_1 、 f_2 为摩擦系数。单边驱动轮的输出功率为：

$$P_{\text{驱}} = \frac{Fv}{3600} \quad (2)$$

式(2)中， $P_{\text{驱}}$ 为单边驱动轮的输出功率，kW； v 为履带运输机速度，m/s。单边轮毂电机需输出的功率为：

$$P_{\text{电}} = \frac{P_{\text{驱}}}{\eta} \quad (3)$$

式(3)中， $P_{\text{电}}$ 为单边轮毂电机的输出功率，kW； η 为传动效率。根据上式(3)，在以最大爬坡角满载爬坡时单边轮毂电机所需输出功率为0.872 kW。

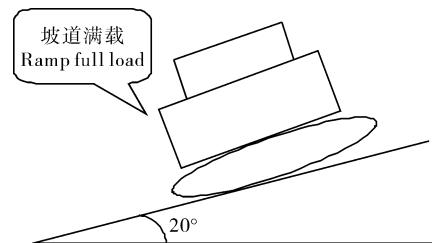


图1 满载且最大爬坡角度工况

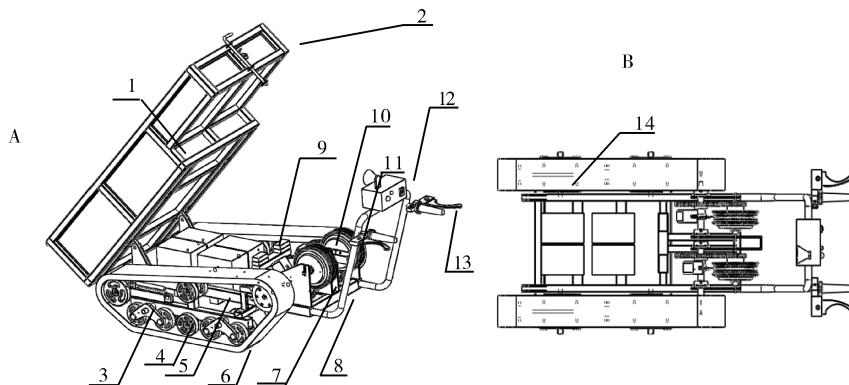
Fig.1 The maximum angle of climbing and full load conditions

双履带运输车在以最大爬坡角满载爬坡运行时，所需驱动力更大，相应的轮毂电机输出功率也应更大才满足其动力性要求。因此，所配备的轮毂电机的额定功率应当不小于0.872 kW。考虑到功率储备和极限工况，选用额定功率均为1.5 kW的轮毂直流无刷电机作为双履带动力驱动源。

2)减速比设计。双履带运输车的主减速比为其在以最大爬坡角度满载爬坡行驶工况下，为满足其动力性设计要求而需要的传动比。为了计算双履带运输车的主减速比，需分别计算驱动轮和驱动电机的转速^[16]。单边轮毂电机的最大输出功率为0.872 kW对应的调速转把转至80%的位置，此时电机的转速为175 r/min，扭矩为47.23 N·m，仍有20%的调速转把角度用作后备功率，而双履带运输车驱动轮的设计转速为96 r/min。因此，主减速比为： $i = 175/96 = 1.82$ 。

1.3 总体结构

该双履带运输车主要由动力系统、传动系统、减速系统、制动系统、行驶机构、车厢组成，选用48 V额定电压的轮毂式无刷直流电机。其中，传动系统与减速系统由链轮及链条构成；制动系统主要由液压油管、上压泵、下压泵和制动盘等组成；底盘行驶机构主要由推进机构和悬挂系统两部分组成。该双履带运输车的结构总成如图2所示，前、后车桥通过钢板弹簧悬架与车架相连，驱动电机放置在车架前部两侧，通过链轮传动方式驱动后桥上的驱动轮，从而带动履带运转。整车结构紧凑、轻简，操作方便。



A:运输车三维立体结构图 Three-dimensional structure of the transporter; B:运输车三维立体结构俯视图 Top view of three-dimensional structure of the transporter; 1.车厢 Cargo box; 2.车厢前销 The front sale; 3.导向轮 Guide wheel; 4.游离三角架 Free tripod; 5.支重轮 Rollers; 6.履带 Track; 7.驱动轮 Driving wheel; 8.车架 The main frame; 9.蓄电池 Battery; 10.橡胶垫块 Rubber pad; 11.轮毂电机 Wheel motor; 12.电气控制装置 Electrical control device; 13.转向与刹车把手 Steering and brake handle; 14.主动链轮 Driving sprocket.

图2 山地果园双履带运输车结构总成简图

Fig.2 Mountain orchard double track truck structure assembly diagram

1.4 传动链和链轮设计

驱动电机通过链轮传动实现减速增矩,小链轮通过螺钉固定于驱动电机转轴上,大链轮则与驱动轮固定在同一轴上。根据所求得的主减速比取其值为1.8,则大、小链轮及链条的设计如下。

1)链轮齿数 Z 。小链轮齿数取 $Z_1=25$,大链轮齿数 $Z_2=i \times Z_1 = 1.8 \times 25 = 45$ 。

2)实际的传动比*i*。 $i = Z_2/Z_1 = 45/25 = 1.8$ 。

3)链轮转速*n*。小链轮转速 $n_1 = 175 \text{ r/min}$,大链轮转速为 $n_2 = n_1/i = 175/1.8 = 97 \text{ r/min}$ 。

4)修正功率 $P_c^{[17]}$ 。 $P_c = P \times f_1 \times f_2 = 0.872 \times 1.5 \times 0.74 = 0.97 \text{ kW}$,其中, f_1 为工况系数; f_2 为小齿轮系数。

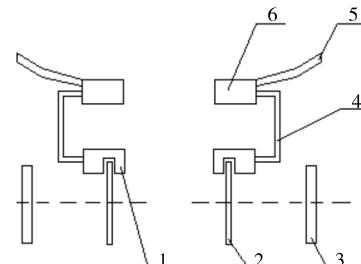
1.5 制动系统设计

该双履带运输车的制动系统采用刹把式盘式制动方案,系统主要由液压油管、上压泵、下压泵及制动盘等组成^[18],以方便操纵。另外,丘陵山地地形复杂,双履带运输车在行驶过程中可能会遇到需要对单边履带进行独立制动的情况,因此,采用左右两套独立的盘式制动系统,如图3所示。

1.6 底盘行驶机构设计

山地果园大部分地形复杂,立地条件差,对双履带运输车的通过性和行驶平顺性提出了更严格的要求^[19],故底盘行驶机构采用坦克型轮系布置方式(图4)。如图5所示,该底盘行驶机构主要包括2个履带轮系和相应的传动机构。每个履带轮系由1个驱动轮、1个诱导轮、1个支撑轮及3个承载轮组

成。驱动电机通过控制主动链轮实现减速增矩,将动力传递给后轮驱动,从而驱动履带运行。通过差速器控制左右主动轮的转速差,最终实现行驶机构的转向。



1.下压泵 Press pump; 2.制动盘 Brake disc; 3.驱动轮 Drive wheel; 4.油管 Tubing; 5.手刹把 Handbrake lever; 6.上压泵 Pump up.

图3 制动系示意图

Fig.3 Braking system diagram

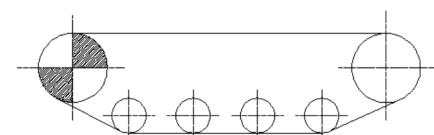


图4 坦克型履带示意图

Fig.4 Tank-type track diagram

1.7 底盘行驶机构建模

底盘行驶机构主要由传动机构和履带机构组成。通过SolidWorks建立三维模型(图6)。履带通过内外齿啮合实现动力的传递。履带内齿与驱动

轮边外齿相啮合,实现运动传递,其结构如图7所示,履带的内齿宽度较驱动轮轮边外齿稍宽,驱动轮通过轮边外齿卡滞在履带两侧凸缘的弹性挡圈之间,而履带外齿与地面完全接触,履带的横断面较宽大,增加了其地面对附着力,提高运输车在山地果园复杂恶劣的地面上行驶稳定性^[20]。

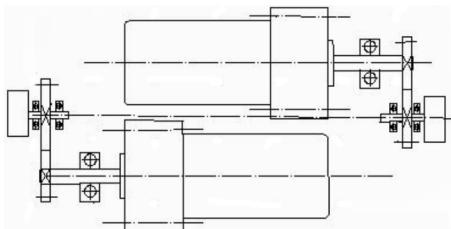


图5 底盘行驶机构图

Fig.5 Chart of transmission mechanism

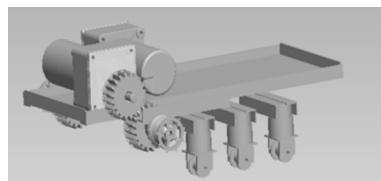


图6 底盘行驶机构三维图

Fig.6 Three-dimensional modeling of running gear

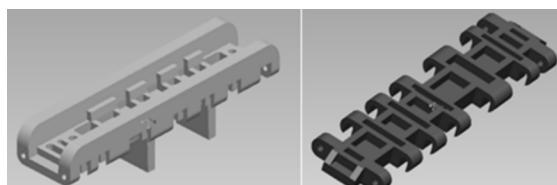


图7 履带三维模型图

Fig.7 Three-dimensional modeling of track

1.8 仿真分析

1) 仿真地形的建立。对行驶机构进行壕沟和高台跨越2种地形的仿真分析,地形建模如图8所示。

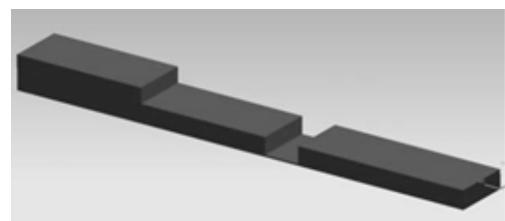
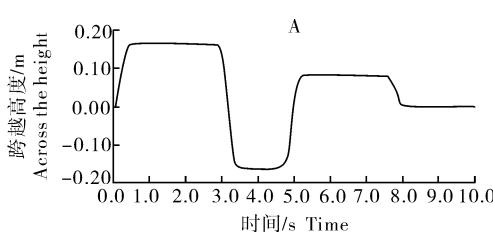


图8 高台和壕沟地形三维模型图

Fig.8 Three-dimensional modeling of terrain

2) 运动仿真分析。应用ADAMS对底盘行驶机构模型进行约束和接触设置并添加驱动^[21],进行运动仿真分析。设置该机构的前曲柄摆臂的驱动函数^[22]为: $\text{step}(\text{time}, 0, 0, 0.5, 1.57) + \text{step}(\text{time}, 2.9, 0, 3.4, -3.14) + \text{step}(\text{time}, 4.7, 0, 5.2, 2.355) + \text{step}(\text{time}, 7.6, 0, 8.1, -0.785)$ 。前摆臂运动过程如曲线图9A所示。在初始时刻,后摆臂处于垂直状态。0~0.5 s时段,驱动电机向前旋转90°,准备跨越壕沟;0.5~2.8 s时段,保持原有状态,前轮跨越;2.9~3.4 s时段,驱动电机向后旋转,完成壕沟的跨越;4.7~5.2 s时段,前摆臂转动135°,即与水平夹角为45°,此时运输车准备跨越高台;5.3~7.6 s时段,保持上次的运动状态,完成曲柄臂高台跨越;7.6~8.0 s时段,完成整个机构的高台跨越。设置该机构的后曲柄摆臂的驱动函数^[23]为: $\text{step}(\text{time}, 0, 0, 2, 0) + \text{step}(\text{time}, 2.9, 0, 3.4, -1.57) + \text{step}(\text{time}, 4.7, 0, 5.4, 3.14) + \text{step}(\text{time}, 7.6, 0, 8.1, -1.57)$ 。后摆臂的运动过程如图9B所示。在初始时刻,后摆臂处于垂直状态。0~2.9 s时段,前轮无运动,保持初始状态;2.9~3.4 s时段,准备壕沟跨越;3.4~4.7 s时段,保持上次状态,完成壕沟跨越;4.7~5.4 s时段,准备高台越障;5.4~7.6 s时段,保持上次状态,完成高台越障;7.6 s时段后,恢复初始状态。



A: 前摆臂 Front swing arm; B: 后摆臂 Rear swing arm.

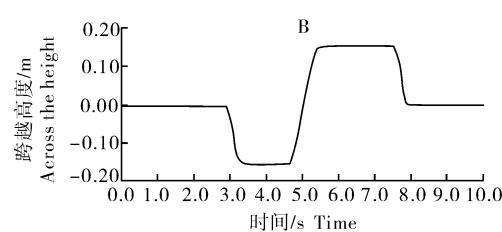
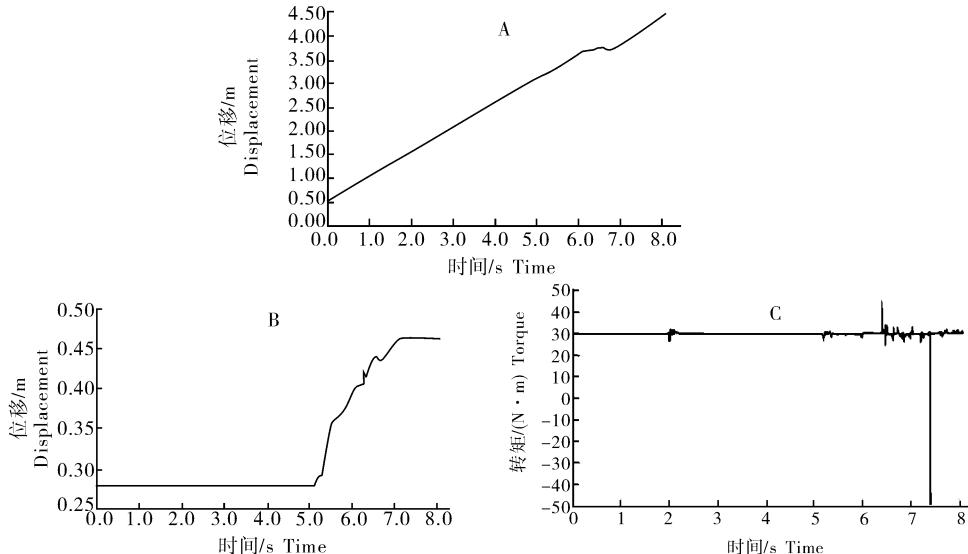


图9 前、后摆臂驱动时的跨越图

Fig.9 Chart of crossing on the occasion of drive for swing arm

3)结果分析。整个底盘行驶机构的质心横向与纵向位移随时间变化曲线如图10A、B所示,驱动轮转矩随时间变化曲线如图10C所示。在6.3 s时刻,运输车行至壕沟前,整个底盘行驶机构的行进速度保持不变。在前驱动轮与壕沟一侧发生接触瞬

间,两侧的驱动电机的转矩打破平衡状态,前驱动轮转矩增大至48 N·m,完成对壕沟的跨越。当运输车继续跨越前进,转矩恢复跨越壕沟前的波动水平。此后,后驱动轮与高台接触,前驱动轮转矩瞬间再次增大至-48 N·m,同时完成后部对高台的跨越。



A:质心横坐标位移图 Chart of abscissa displacement for the centroid; B:质心纵坐标位移图 Chart of ordinate displacement for the centroid; C:驱动轮转矩图 Chart of ordinate displacement for the centroid.

图10 行驶机构位移及驱动轮转矩图

Fig.10 Chart of displacement for the drive agency and torque diagram of driving wheel

应用SPSS对质心坐标数据进行误差分析,如表2所示, X 、 Y 为仿真坐标位置, X_0 、 Y_0 为理论坐标位置。由表2可知,在6.6~6.8 s时间段,底盘行驶机构的质心位置几乎保持不变。6.8 s后,由于受重力作用,底盘行驶机构与高台一端接触,以该接触

点为基点,改变其前后摆臂的位置状态,实现对高台的跨越。在高台和壕沟的跨越过程中,整个底盘行驶机构的质心横向位移的绝对误差在±5%范围内,纵向位移的绝对误差在±3%范围内。

表2 质心坐标误差分析
Table 2 Error analysis of the coordinate

时间/s Time	X/Y 轴质心/mm X/Y -axis center of mass	X_0/Y_0 轴质心/mm X_0/Y_0 -axis center of mass	相对误差/% Relative error	绝对误差/% Absolute error
0	500/280	500/280	0/0	0/0
1	1 050/280	1 000/280	50/0	5.0/0
2	1 570/280	1 500/280	70/0	4.6/0
3	2 090/280	2 000/280	90/0	4.5/0
4	2 610/280	2 500/280	110/0	4.4/0
5	3 140/280	3 000/280	140/0	4.6/0
6	3 660/380	3 750/370	-90/10	2.4/2.7
7	3 820/457	3 750/460	70/3	1.9/0.1
8	4 350/474	4 250/460	100/14	2.4/3.0

2 结果与分析

2.1 最大爬坡角

运输车满载爬坡工况下,将其油门调至最大,测量运输车的爬坡速度。通过运输车爬坡速度的变化间接衡量其爬坡性能^[24]。运输车在路面良好的斜坡上装载 250 kg 的货物,将调速转把调至最大位置,让双履带运输车稳定地爬上斜坡测试区(图11)。若双履带运输车满载时,在某坡度角下出现明显的动力不足和速度变慢,无法正常爬上该斜坡,则该坡度角即为运输车的最大坡度角,测试结果如表 3 所示。由表 3 可知,该双履带运输车在满载时,在 20° 的斜坡测试区段 8 m 处即出现明显的动力不足和速度变慢,无法正常爬上该斜坡,因此,可确定该运输车的最大坡度角为 20°,满足设计指标。



图 11 双履带运输车负重爬坡试验

Fig.11 Double track truck load climbing test

表 3 爬坡性能测试

Table 3 Climbing performance test

测试区长度/m	通过的距离/m	坡度角/(°)	平均速度/(m/s)
Test area length	Passed distance	Slope angle	Average speed
15	15	5	1.63
15	15	10	1.32
15	15	15	1.12
15	8	20	0.54

2.2 最小转向半径

最小转向半径是衡量双履带运输车机动性能的重要指标之一。操控双履带运输车进入原地转向模式,使其以最低稳定转速在水平地面上分别向左、右方向转向。测量履带在地面上形成的轨迹圆直径 d ,再根据所求直径计算其转向半径 r 。以相同方法重复以上试验 9 次,并分别测量和记录其结果。根据 9 次试验所测得某转向的最小转向半径的算术平均值确定该转向的最小转向半径(表 4)。由表 4 可

表 4 最小转向半径试验结果

Table 4 Minimum turning radius test results

试验编号 Number of tests	左 Left		右 Right	
	d	r	d	r
1	1.40	0.70	1.43	0.72
2	1.39	0.70	1.40	0.70
3	1.41	0.71	1.44	0.72
4	1.42	0.71	1.42	0.71
5	1.46	0.73	1.39	0.72
6	1.40	0.70	1.41	0.72
7	1.39	0.73	1.41	0.71
8	1.44	0.72	1.40	0.70
9	1.38	0.71	1.42	0.70
算术平均值 Arithmetic mean	1.40	0.70	1.41	0.71

知,该双履带运输车往左方向前进和倒车行驶时的最小转向半径分别为 0.70、1.40 m,而往右方向前进和倒车行驶时的最小转向半径分别为 0.71、1.41 m。

2.3 最高车速

如图 12 所示,让双履带运输车从起点线沿中心线直线行驶,并调节调速转把至最大位置,使其在通过计时线 A 时达到最高车速。运输车行至计时线 A 瞬间开始计时,并保持该最高车速继续行驶,至计时线 B 瞬间,停止计时。此后,让其继续行驶至终点线。以相同的方法测试返程中所用的时间。连续往返 1 回为 1 次完整的试验,连续重复该试验 9 次。

最高车速计算公式为: $v = 3.6 \times \frac{L}{t}$, 式中: v 为最高车速, km/h; t 为在测速区段 L 往返行驶的总时间, s; L 为测速区段距离, m。每次往返行程所测得的最高车速的平均值为该次的试验最高车速,再由 9 次试验所测得的最高车速的算术平均值确定该运输车的最高车速(表 5)。由表 5 可知,该双履带运输车的最高车速为 5.88 km/h(1.63 m/s)。

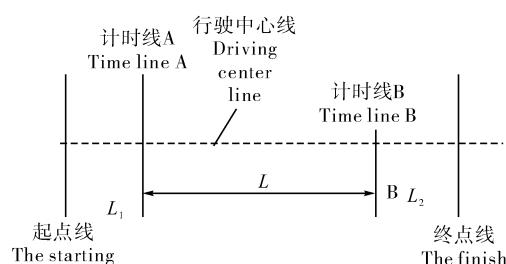


图 12 最高车速试验跑道示意图

Fig.12 Maximum speed test runway schematic

2.4 能耗

为测试评估该运输车的能耗和预测其续航能力,设计能耗试验。试验中运输机采用的蓄电池为

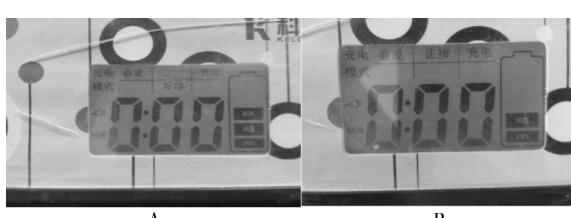
48V20Ah 和 48V45Ah 2 种规格。试验前将其完全充满电量,记为 100%,如图 13A 所示。然后将 250 kg 的货物装载在双履带运输车上,让其在一平直的水泥路上以最高车速来回行驶,直到驱动电机无法正常驱动运输车运行为止,并测量此时蓄电池的电

量,记为 10%,如图 13B 所示。将蓄电池换为 48V45Ah 后,按照上述同样的方法测试该运输车的能耗和续航情况。结果显示,采用蓄电池规格为 48V20Ah 和 48V45Ah,整个试验耗时分别为 3、6 h。

表 5 最高车速测试结果

Table 5 Maximum speed test results

试验编号 Number of tests	方向 Direction	行程 L/m Distance	时间/s Time	该方向上的最高车速/(km/h) The highest speed in the direction	本次试验最高车速/(km/h) The maximum speed of the test
1	往 Go to	30	18.05	5.98	6.01
	返 Return	30	17.92	6.03	
2	往 Go to	30	18.42	5.86	5.85
	返 Return	30	18.54	5.83	
3	往 Go to	30	19.16	5.83	5.93
	返 Return	30	18.46	6.03	
4	往 Go to	30	18.36	5.96	5.79
	返 return	30	18.76	5.62	
5	往 Go to	30	19.03	5.83	5.76
	返 Return	30	18.55	5.65	
6	往 Go to	30	18.38	6.02	5.98
	返 Return	30	18.83	5.93	
7	往 Go to	30	19.13	6.01	5.93
	返 Return	30	18.56	5.84	
8	往 Go to	30	18.71	5.93	5.86
	返 Return	30	18.42	5.79	
9	往 Go to	30	19.22	5.82	5.90
	返 Return	30	18.57	5.98	
算术平均值 Arithmetic mean	—	30	18.64	5.88	5.89



A:蓄电池电量为 100% Battery power is 100%; B:蓄电池电量为 10% Battery power is 10%.

图 13 运输车的能耗试验电量监测图

Fig.13 Energy consumption test transport truck monitoring chart

3 讨论

本研究设计了一种柔性底盘,在支重轮上加装

独立悬挂系统,使支重轮有一定的上下自由行程,提高了整车在复杂路面的平顺性,降低了侧翻的风险。通过 SolidWorks 对底盘行驶机构进行三维建模;应用 ADAMS 软件对运输车底盘行驶机构进行高台和壕沟越障仿真。仿真分析显示,在高台和壕沟越障过程中,质心横向位移的绝对误差在 $\pm 5\%$ 范围内,质心纵向位移的绝对误差在 $\pm 3\%$ 范围内。试制的样车通过性能试验,结果显示:其最大爬坡度约 20° ,最高车速为 5.88 km/h ,最大载荷为 250 kg ,最小转弯半径为 0.7 m ,续航时间长达 3 h ,续驶里程达 15 km ,满足丘陵山地果园短途运输要求。

为满足车辆动力性和续驶里程较高的要求,驱动电机往往要求蓄电池应有较高的比能量^[25]。由于铅酸蓄电池的生产工艺与回收处理技术成熟、可

靠,且比能量高,循环寿命长,而成本较低,因此,常被用于需要大电流输出性能的电动车^[26-28],是电动车最具吸引力的动力电池选择方案,特别适用于丘陵山地果园的农业运输机械。

在最大爬坡角试验过程中,该双履带运输车在满载时,在20°的斜坡测试区段8 m处即出现明显动力不足和速度变慢,无法正常爬上该斜坡,因此,可确定该运输车的最大坡度角为20°。在转向试验中测得该运输车的最小左、右转向半径分别为0.70 m和0.71 m。值得注意的是,该运输车在原地转向的情况下测得其最小转向半径为0.7 m,但并不为0 m。这种现象是由于运输车在原地转向过程中,两侧履带轮毂驱动电机的转向和转速不一致造成的。在最高车速试验中测得该运输车在空载情况下调速转把转至最大位置时的最高车速为5.88 km/h(1.63 m/s)。根据设计要求,该运输车的最高车速为5.4 km/h,考虑到极限工况,在设计时预留其储备功率。因此,当履带运输车负载或爬坡时,则可通过释放储备功率,按预期速度正常行驶。对该运输车进行能耗试验,定量地预测该运输车的续航情况。其中,影响运输车能耗的因素除了蓄电池本身的性能不足外,还与运行工况和整车结构轻量化程度及传动机构内部阻力等有很大关系。在蓄电池的电量低于10%的情况下驱动电机无法运转,这是因为此时电池输出的电流无法满足驱动电机所需的小启动电流。

由于驱动电机功率较小,车辆爬大坡能力不足,车架轻量化不足,因此,该型履带运输车最佳适用于坡度小于20°的丘陵山地形行驶,应用地区受到一定限制。通过结构的改进和优化,并选配功率较大性能更好的驱动电机(如2.2 kW),比能量更高的电池,可进一步改善车辆动力性和稳定性,扩大应用范围。

参 考 文 献

- [1] 文雁,袁斌,周应恒.中国水果产业增长模式及趋势分析——以柑橘为例[J].世界农业,2017(12):148-155,259-260.
- [2] 曾诗淇.大数据助推农业供给侧改革——解析《中国农业展望报告(2016-2025)》[J].农村工作通讯,2016(9):23-25.
- [3] 刘杰,张衍林,张闻宇,等.山地果园无动力运输机设计与试验[J].华中农业大学学报,2017,36(1):117-122.
- [4] 吴伟斌,游展辉,洪添胜,等.山地果园轮式运输机动力稳定系统测试[J].华中农业大学学报,2017,36(3):86-92.
- [5] 杜蒙蒙,姬江涛,杜新武,等.丘陵山区双履带式小型动力底盘的设计[J].农机化研究,2013(9):116-119,124.
- [6] 洪添胜,杨洲,宋淑然,等.柑橘生产机械化研究[J].农业机械学报,2010,41(12):105-110.
- [7] 洪添胜,张衍林,杨洲.果园机械与设施[M].北京:中国农业出版社,2012:143-147.
- [8] 周伟春,鄢飞.载货平台自动调平式履带运输车的开发[J].机电工程技术,2011,40(10):62-65.
- [9] 刘斌,王志福.履带车辆动力系统发展综述[J].四川兵工学报,2014,35(1):68-72,83.
- [10] 周杰,徐红梅,王君.基于ADAMS的轮式拖拉机行驶平顺性研究[J].华中农业大学学报,2017,36(3):93-100.
- [11] 朱余清,洪添胜,吴伟斌,等.山地果园自走式履带运输车抗侧翻设计与仿真[J].农业机械学报,2012,43(S1):19-23.
- [12] 濮良贵,陈国定,吴立言.机械设计[M].9版.北京:高等教育出版社,2013.
- [13] 马晓波,董希斌,曲杭峰,等.履带式采伐剩余物翻转运输车虚拟设计及运动仿真[J].东北林业大学学报,2018(6):97-101.
- [14] 欧阳益斌,李立君,汤刚军,等.油茶林抚育机履带底盘设计与试验研究[J].西北林学院学报,2018,33(2):252-256.
- [15] 刘东琴,杨福增,孙立江,等.一种山地动力底盘的结构设计及坡道转向动力学分析[J].拖拉机与农用运输车,2013,40(6):35-37.
- [16] VINCENT I, SUN Q A. Combined reactive and reinforcement learning controller for an autonomous tracked vehicle[J]. Robotics & autonomous systems, 2012, 60(4):599-608.
- [17] 王东亮,孙逢春,程守玉,等.一种新型变形轮行走机构研究[J].北京理工大学学报,2012,32(1):33-36.
- [18] BAKER R E, SIMPSON M J. Models of collective cell motion for cell populations with different aspect ratio: diffusion, proliferation and travelling waves[J]. Physica A: statistical mechanics and its applications, 2012, 391(14):3729-3750.
- [19] 陈长征.可变形履带行走机构跨越台阶的动力学分析[J].沈阳工业大学学报,2015,37(2):110-125.
- [20] 张宏.滑动式履带行走系统动力学建模方法与试验[J].振动测试与诊断,2015(1):70-75.
- [21] 宿月文.履带机械地面力学建模及牵引性能仿真与试验[J].西安交通大学学报,2009,43(9):134-138.
- [22] 李岩,杨向东,陈恩.履带式移动行走机构动力学建模及其反馈控制[J].清华大学学报(自然科学版),2006,46(8):1377-1380.
- [23] 王红岩,王钦龙,芮强,等.高速履带车辆转向过程分析与试验验证[J].机械工程学报,2014,50(16):162-172.
- [24] 芮强,王红岩,王钦龙,等.履带车辆转向性能参数分析与试验研究[J].机械工程学报,2015,51(12):127-136.
- [25] 王振.单履带动力运输车的研究与设计[D].武汉:华中农业大学,2013.
- [26] 陈震邦,周莹.农用电动运输车设计[J].农业机械学报,2005,36(7):153-154,157.
- [27] 张季琴,杨福增,刘世.微型履带拖拉机牵引附着性能研究——基于正交试验[J].农机化研究,2013(10):190-193,198.

- [28] KYPRIANOU A E, LIU R L, MURILLO-SALAS A, et al. Supercritical super-Brownian motion with a general branching mechanism and travelling waves [J]. Mathematics, 2012, 48(3):661-687.

Design, simulation and experimental analysis of a miniature double crawler transport vehicle in mountain orchard

LIU Foliang¹ ZHANG Zhenbang¹ YANG Xiaobin¹ WU Weibin^{1,2}
HONG Tiansheng^{1,2} ZHENG Penglin¹ ZHANG Zengbo¹

1. College of Engineering, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China;

2. Key Laboratory of Key Technology on Agricultural Machine and Equipment, Ministry of Education/Division of Citrus Machinery, China Agriculture Research System/Guangdong Engineering Technology Research Center for Creative Hilly Orchard Machinery, Guangzhou 510642, China

Abstract A double crawler transport vehicle in mountain orchard with non-rigid chassis and dual-hub driven motor was designed to solve the problems of the large orchard slope in the mountainous region, the row spacing and spacing of the fruit trees planted is small, the site conditions are poor, the operation environment is complex, the transportation volume of fruits, agricultural resources, and sprays are large, and the small transportation vehicles have difficulties in turning and passing through the mountain orchards with poor peace and harmony. The outline dimension of transporter designed is 2 150 mm×1 040 mm×1 100 mm. It uses chariot chassis as driving mechanism and has dual-wheel hub motor with independent drive and chain drive. Three-dimensional modeling was constructed with the software SolidWorks and the virtual prototype model. The high-platform trenches simulation terrain were created by SolidWorks. The high-platform and trenched obstacle of the transport vehicle's chassis were simulated with software ADAMS. The maximum vehicle speed, minimum turning radius, maximum climbing degree and the energy consumption of the vehicle were tested and analyzed. The results showed that the absolute error of longitudinal displacement of the centroid position was within $\pm 5\%$ and the absolute error of lateral displacement of the centroid position was within $\pm 3\%$ during the process of overpassing the platform and the trench. The designed transport vehicle had a maximum load of 250 kg, a maximum climbing degree of 20° and a maximum speed of 1.8 m/s, the minimum turning radius is 0.7 m. Its ability to overcome obstacles is stronger, and its adaptability to mountain orchards with complex terrain, poor road conditions and even no roads is better, and it can better meet the transportation requirements of mountain orchards.

Keywords mountainous orchard; double crawler transporter; electric drive; simulation

(责任编辑:陆文昌)