

山地果园拆装单向牵引式双轨运输机的设计

欧阳玉平¹ 洪添胜^{1,2} 焦富江³ 苏建^{1,2} 徐宁¹ 李震^{1,2} 陈金德³

1. 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, 广州 510642;

2. 华南农业大学工程学院/国家柑橘产业技术体系机械研究室, 广州 510642;

3. 梅州振声现代农业装备有限公司, 梅州 514700

摘要 为克服现有山地果园轨道运输机无法搬移、户外施工难度大、批量生产困难和设备利用率低等问题,设计了一种山地果园拆装单向牵引式双轨运输机,分析该机的总体结构及绳径选择、轨道最小倾角、轨道最长长度、轨道最小转弯半径和断绳制动装置的工作原理,并进行样机运载试验。计算与分析结果显示:运输机钢丝绳直径为7.7 mm,轨道最小倾角为5.7°,轨道最长长度为170 m,轨道最小水平转弯半径为7 m,最小垂直转弯半径为2 m。运载试验结果显示:运输机上行平均速度为0.51 m/s,下行平均速度为0.54 m/s,平均能耗为1.235 kW·h,使用有效度为100%。这表明该运输机可适用于山地果园运送肥料和果品等,亦可搭载喷雾机或果枝修剪机械等进行作业。

关键词 山地果园; 拆装单向牵引式; 双轨运输机; 最小倾角; 转弯半径

中图分类号 S 229⁺.1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2015)01-0128-08

中国南方山区果园的立地条件多为山地或丘陵,山地果园生产机械化水平较低^[1-4]。目前,虽然山地果园果树的施药、喷灌和果品采后筛选等均已有机化装备,但山区果园农资的运输主要依靠人工肩挑背扛来完成,劳动强度大且生产效率低^[5-12]。为减轻劳动强度和提高生产效率,山地果园运输机械化已成为山区果业生产的发展趋势。

国外对山地果园运输机械的研究起步较早,其代表机型有汽油机驱动式双轨运输机和单轨运输机,但进口的运输机价格昂贵,难以满足当前国内山地果园的运输需求^[5,13-16]。近年来,国内对山地果园运送机械也进行了研究,如华南农业大学研制的固定式双轨运输机和链式循环索道运输机,华中农业大学研制的自走式大坡度双轨运输机、单轨运输机和无轨运输机等^[1-4,17]。但是,国内外系列机型均需按果园实际坡型试制、户外施工难度大、制作周期较长、难以实现企业标准化批量生产,另外,该系列运输机无法搬移,且设备利用率较低。针对这些问题,本试验设计了一种可拆装、操作简单和质量轻便的拆装单向牵引式双轨运输机。

1 设计目标与技术参数

1.1 设计目标

中国山地果园的主要特点:行走道分布于山顶和山脚,起伏变化无常;果树种植密度一般约为1 200株/hm²,株距约为2.9 m,树冠间隙一般小于1.2 m^[17]。据此确定拆装式双轨运输机的设计目标:驱动装置应设计成移动式,置于山顶或山脚;最大爬坡角度40°,额定装载质量300 kg,运输机的宽度小于0.8 m;轨道应设计成由若干节直轨道和弯轨道拼凑而成,轨道有效长度100 m,每个单元的质量不超过30 kg;运输机能实现载物车前进、后退、水平方向转弯、垂直方向转弯、任意点启停和断绳制动等功能。

1.2 主要技术参数

根据设计目标,按最大爬坡角度40°、装载质量500 kg作为设计指标,动力选用JK0.5t型的电动卷扬机,轨道设计成3 m为1节,节与节之间用螺栓紧固,以钢丝绳作为牵引媒介;载物车骑跨于轨道之上,钢丝绳的一端绕卷于卷扬机的驱动滚筒上,另

收稿日期:2014-03-07

基金项目:国家公益性行业(农业)科研专项(200903023);现代农业产业技术体系建设专项(CARS-27);“扬帆计划”引进创新创业团队专项(201312G06)

欧阳玉平,博士研究生。研究方向:山地果园运输机械。E-mail:ouyuping1987@163.com

通信作者:洪添胜,博士,教授。研究方向:农业工程、机电一体化与信息技术应用。E-mail:tshong@scau.edu.cn

一端与载物车的导向杆相连。运输机的主要技术参数如表 1 所示。

表 1 拆装单向牵引式双轨运输机主要技术参数

Table 1 Main technical parameters of detachable unidirectional traction double track cargo vehicle

参数名称及单位 Parameter name and unit	数值 Magnitude
配套电机额定功率/kW Motor rated power	2.2
电动机转速/(r/min) Motor speed	1 400
减速机总传动比 Reducer transmission ratio	36.6
滚筒转速/(r/min) Rotation speed of drum	44.64
驱动装置尺寸(长×宽×高)/mm Driving device size (length×width×height)	1 162×864×715
滚筒直径×长度/mm Drum diameter×length	165×360
驱动装置质量/kg Driving device mass	186
轨道宽度/m Track width	0.6
单节轨道质量(3 m)/kg Track mass (3 m per part)	25.8
装载箱尺寸(长×宽×高)/mm Loading box size (length×width×height)	1 450×780×780
载物车质量/kg Vehicle mass	85.4
承重轮与防翻轮轮距/mm Bearing wheel and anti tip wheel track	108
前后承重轮轮距/mm Before and back loading wheel track	825

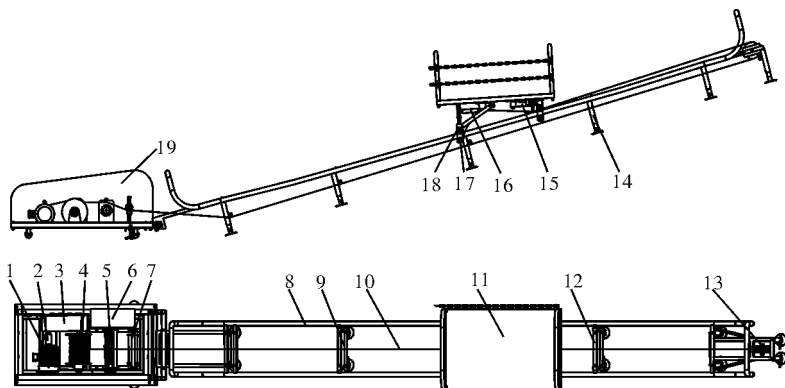
2 整机结构与工作过程

2.1 整机结构

拆装单向牵引式双轨运输机主要由驱动装置(置于山顶或山底)、控制系统(与驱动装置连为一体)、轨道(3 m 为 1 节)、载物车、钢丝绳、钢丝绳约束装置和断绳制动装置组成。驱动装置内包含电动机、电磁刹车器、减速箱和滚筒等。载物车由车架、行走轮、防翻轮、钢丝绳导向杆和断绳制动装置等组成。轨道单元由 2 根外径为 48 mm 的钢管和若干横梁、支撑柱焊接组成,钢丝绳导向杆和断绳制动装置安装在载物车的车底。整机结构如图 1 所示。

2.2 工作过程

运输机启动后,驱动装置的驱动力通过绕卷的钢丝绳牵引载物车运行,按电控箱表面的上行按钮,电动机带动滚筒转动,钢丝绳绕卷,拉动载物车上行;按停止按钮,电动机断电,滚筒停止转动,载物车停止运行;按下行按钮,电动机反转带动滚筒反向转动,滚筒放出钢丝绳,载物车靠自重向下滑动。载物车在轨道上运行时,亦可通过无线遥控器进行控制,实现任意位置启停。



1. 电动机 Electromotor; 2. 电磁刹车器 Electromagnetic brake; 3. 减速机 Reduction gearbox; 4. 滚筒 Rotary drum; 5. 钢丝绳排序装置 Wire rope arranging device; 6. 控制箱 Control box; 7. 钢丝绳张紧装置 Wire rope tension device; 8. 轨道 Track; 9. 托辊 Roller; 10. 钢丝绳 Wire rope; 11. 载物车 Vehicle; 12. 轨道横梁 Track cross beam; 13. 滑轮 Pulley; 14. 支撑柱 Support pin; 15. 导向杆 Guide rod; 16. 制动杆 Brake rod; 17. 防翻轮 Defend turning wheel; 18. 承重轮 Burden wheel; 19. 罩盖 Shell.

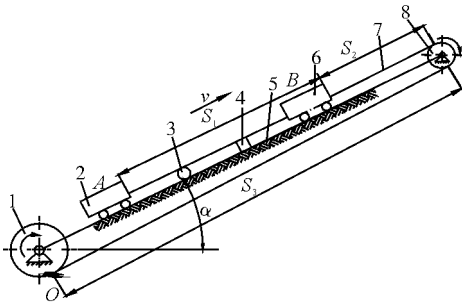
图 1 山地果园拆装单向牵引式双轨运输机结构示意图

Fig. 1 Structure of mountain orchard detachable unidirectional traction double track cargo vehicle

3 关键参数确定

3.1 钢丝绳的绳径选择

钢丝绳是山地果园拆装单向牵引式双轨运输机的主要组成部分,对安全运输有重要的作用。通过查阅相关资料,选用钢丝绳型号为 $6 \times 19S + FC^{[18]}$ 。由于山地果园牵引式双轨运输机与传统的垂直起重机以及煤矿提升机等在结构上存在较大区别,因此,需要对该运输机的绳径进行重新计算,从而避免钢丝绳绳径选择过大或过小。图 2 为该运输机牵引系统的简化示意图(驱动装置置于山底)。



1. 滚筒 Drum; 2. 载物车 Vehicle; 3. 托辊 Roller; 4. 横梁 Cross beam; 5. 轨道 Track; 6. 载物车 Vehicle; 7. 钢丝绳 Wire rope; 8. 滑轮 Pulley.

图 2 运输机牵引系统示意图

Fig. 2 Structure of cargo vehicle traction system

图 2 中, A 点为载物车的最低滑行位置, B 为载物车的最高滑行位置。

钢丝绳的最大倾斜长度的计算公式为

$$L = S_1 + S_2 + S_3 \quad (1)$$

式(1)中 S_1 为 A、B 两点之间的距离, m; S_2 为 B 点至顶端滑轮距离, m; S_3 为滚筒至顶端滑轮距离, m。

钢丝绳的整绳最小破断拉力应满足^[19]

$$Q < \frac{F_h}{m} \quad (2)$$

式(2)中, Q 为钢丝绳整绳的最大静拉力, kN; F_h 为钢丝绳最小破断拉力, kN; m 为钢丝绳的许用安全系数。

当载物车运行至 A 点时, 钢丝绳与滚筒相接处 O 点承受着最大静拉力, 其拉力值为

$$Q = Q_0 g (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + g ML (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) \quad (3)$$

式(3)中 Q_0 为载物车和装载物总质量, kg; g 为重力加速度, m/s^2 ; α 为轨道倾斜角度, ($^\circ$); f_1 为载物车车轮与轨道的滚动摩擦系数; f_2 为钢丝绳与托辊的摩擦系数; M 为钢丝绳每米质量, kg/m 。

钢丝绳的质量为^[19]

$$M = kd^2 \quad (4)$$

式(4)中 d 为钢丝绳的公称直径, mm; k 为钢丝绳的质量系数。

将(4)代入(3)式得

$$Q = Q_0 g (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + kd^2 g L (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) \quad (5)$$

钢丝绳的最小破断拉力 F_0 的计算公式为^[20]

$$F_0 = K' d^2 R_0 \quad (6)$$

式(6)中, R_0 为钢丝绳公称抗拉强度, MPa; K' 为钢丝绳的最小破断拉力系数。

钢丝绳破断拉力总和^[20]为

$$F_h = K_h F_0 \quad (7)$$

式(7)中 K_h 为破断拉力换算系数。

将式(6)代入式(7)得

$$F_h = K_h K' d^2 R_0 \quad (8)$$

将式(5)和式(8)代入式(2)得

$$Q_0 g (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + kd^2 g L (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) \leq \frac{K_h K' d^2 R_0}{m} \quad (9)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{Q_0 (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)}{\frac{K_h K' R_0}{gn} - kL (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha)}}$$

对于 $6 \times 19S + FC$ 钢丝绳, 质量系数 k 取 0.36, 最小破断拉力系数 K' 取 0.338, 破断拉力换算系数 K_h 取 1.214^[18]; g 取 9.8 m/s^2 ; m 取 7.1 ^[18]; α 取 40° ; f_1 取 0.05, f_2 取 0.1^[21]; Q_0 取 500 kg; L 取 $200 \text{ m} = 2 \times 10^2 \text{ m}$; R_0 取 1670 MPa ^[18], 即有

$$d \geq \sqrt{\frac{500 (\sin 40^\circ + 0.05 \cos 40^\circ)}{\frac{1.214 \times 0.338 \times 1670}{9.8 \times 7.1} - 0.36 \times 2 (\sin 40^\circ + 0.1 \cos 40^\circ)}} \approx 6.03 \text{ mm}$$

通过查阅相关资料^[18], 设计时应选取钢丝绳的直径为 7.7 mm。

3.2 轨道最长长度及最小倾角

为保证运输机牵引系统能正常工作, 钢丝绳不仅要满足强度要求, 而且必须满足不松绳条件。当轨道的长度超过某一极限值或轨道倾角小于某一极限值时, 载物车则会无法顺利完成全程运载或产生极大的瞬间冲击载荷, 因此, 有必要对运输机轨道的最长长度和最小倾角进行分析。

1) 载物车上行。载物车上行时, 钢丝绳受力情况如图 3 所示(驱动装置置于山顶), 钢丝绳松绳可能性极小, 故最大提升长度仅受钢丝绳的强度条件限制。

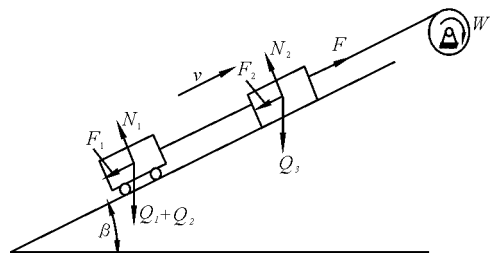


图 3 牵引系统上行受力示意图

Fig. 3 Force diagram of traction system uplink

钢丝绳的强度必须满足^[18]

$$F_h / F_{j_{\max}} > m \quad (10)$$

式中 F_h 为钢丝绳破断力, N; $F_{j_{\max}}$ 为钢丝绳最大静张力, N; m 为钢丝绳许用安全系数。

$$F = (Q_1 + Q_2) \sin \beta + F_1 + Q_3 \sin \beta + F_2 = (Q_1 + Q_2) (\sin \beta + f_1 \cos \beta) + Lp (\sin \beta + f_2 \cos \beta) \quad (11)$$

式(11)中 F 为牵引钢丝绳对滚筒拉力, N; Q_1 为载物车装载重力, N; Q_2 为载物车自身重力, N; Q_3 为钢丝绳自身重力, N; β 为轨道倾角, ($^\circ$); f_1 为行走轮与轨道之间的摩擦系数; f_2 为钢丝绳与托辊之间的摩擦系数; L 为牵引钢丝绳长度, m; p 为钢丝绳每米重力, N/m。

将式(11)代入(10)并整理可得

$$L \leq \frac{\frac{F_h}{m} - (Q_1 + Q_2) (\sin \beta + f_1 \cos \beta)}{p (\sin \beta + f_2 \cos \beta)} \quad (12)$$

则此时满足钢丝绳强度条件下的最大牵引长度 L_{\max} 为

$$L_{\max} = \frac{\frac{F_h}{m} - (Q_1 + Q_2) (\sin \beta + f_1 \cos \beta)}{p (\sin \beta + f_2 \cos \beta)} \quad (13)$$

2) 载物车下行。载物车下行时, 钢丝绳受力情况如图 4 所示, 此时钢丝绳所承载荷较上行小, 故当上行满足强度要求时, 下行必定满足强度要求, 因而下行时仅考虑运行不松绳要求对最大牵引长度的限制, 此时有

$$F = (Q_1 + Q_2) \sin \beta - F_1 + Q_3 \sin \beta - F_2 = (Q_1 + Q_2) (\sin \beta - f_1 \cos \beta) + Lp (\sin \beta - f_2 \cos \beta) \quad (14)$$

式(14)中 F 为牵引钢丝绳对滚筒拉力, N; Q_1 为载物车装载重力, N; Q_2 为载物车自身重力, N; Q_3 为钢丝绳自身重力, N; β 为轨道倾角, ($^\circ$); f_1 为行走轮与轨道之间的摩擦系数; f_2 为钢丝绳与托辊之间的摩擦系数; L 为牵引钢丝绳长度, m; p 为钢丝绳每米重力, N/m。

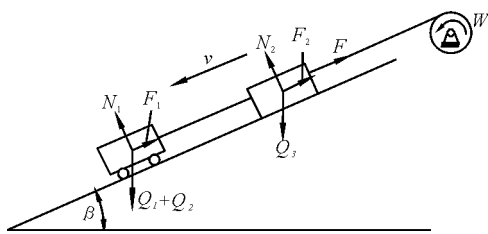


图 4 牵引系统下行受力示意图

Fig. 4 Structure of traction system downlink

载物车空载时, 钢丝绳对滚筒的拉力最小, 松绳的可能性越大, 此时有

$$F = Q_2 (\sin \beta - f_1 \cos \beta) + Lp (\sin \beta - f_2 \cos \beta) \quad (15)$$

为使钢丝绳不松绳, 应使 $F \geq 0$, 即

$$F = Q_2 (\sin \beta - f_1 \cos \beta) + Lp (\sin \beta - f_2 \cos \beta) \geq 0 \quad (16)$$

又因载物车能运行的前提条件必须满足 $(Q_1 + Q_2) (\sin \beta - f_1 \cos \beta) > 0$, 即 $\sin \beta - f_1 \cos \beta > 0$, 故对于式(16), 若 $\sin \beta - f_2 \cos \beta > 0$, 即 $\beta > \arctan f_2 = \arctan 0.1 = 5.7^\circ$, 则无论 L 取什么值式(16)都成立, 但 L 值不能超出钢丝绳承载能力要求, 即必须满足式(13)要求。

若 $\sin \beta - f_2 \cos \beta < 0$, 即 $\arctan f_1 = 2.85^\circ < \beta < 5.7^\circ = \arctan f_2$ 。整理式(16)可得

$$L \leq \frac{Q_2 (f_1 \cos \beta - \sin \beta)}{p (\sin \beta - f_2 \cos \beta)}$$

综上所述, 牵引钢丝绳长度应该满足

$$L \leq \begin{cases} \frac{Q_2 (f_1 \cos \beta - \sin \beta)}{p (\sin \beta - f_2 \cos \beta)}, & (2.85^\circ < \beta < 5.7^\circ) \\ \frac{F_h - (Q_1 + Q_2) (\sin \beta + f_1 \cos \beta)}{p (\sin \beta + f_2 \cos \beta)}, & (\beta > 5.7^\circ) \end{cases}$$

即

$$L_{\max} = \begin{cases} \frac{Q_2 (f_1 \cos \beta - \sin \beta)}{p (\sin \beta - f_2 \cos \beta)}, & (2.85^\circ < \beta < 5.7^\circ) \\ \frac{F_h - (Q_1 + Q_2) (\sin \beta + f_1 \cos \beta)}{p (\sin \beta + f_2 \cos \beta)}, & (\beta > 5.7^\circ) \end{cases} \quad (18)$$

由式(17)和(18)可知, 为保证载物车顺利下滑, 应将最小坡度尽量设置成较大数值, 故将轨道最小倾角定为 5.7° 较为合理。

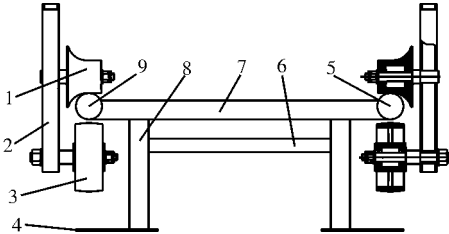
将已知参数 $\beta_{\max} = 40^\circ$, $Q_1 = 300 \times 9.8 = 2940$ N, $Q_2 = 85.4 \times 9.8 = 836.92$ N, $p = 0.23 \times 9.8 = 2.156$ N^[18], $f_1 = 0.05$ ^[21], $f_2 = 0.1$ ^[21], $F_h = 35.3 \times 10^3$ N, $m = 7.1$ ^[18] 代入式(18)可得轨道在 40° 倾角下的最大牵引长度约为 315 m。

根据表 1 中滚筒的已知参数, 若每层钢丝绳均匀排序, 第 1 层钢丝绳长约 25.4 m, 后面绕卷的钢丝绳每增加 1 层, 钢丝绳约增加 1.13 m, 则 315 m 钢丝绳至少需绕卷约 10 层, 此时钢丝绳第 10 层与第 1 层长度相差约 10.17 m。因钢丝绳层数太多, 绳股之间接触应力较大且磨损严重, 这种状态不利运输

机稳定运行。测试数据表明,运输机钢丝绳的层数不应超过 6 层,则轨道最长不应超过 169.35 m,取整后为 170 m,故轨道有效长度 100 m 符合设计要求。若改为双向牵引,则轨道长度不受影响。

3.3 轨道的最小转弯半径

轨道与载物车行走机构相接触如图 5 所示。承重轮外形为喇叭形,相对的承重轮对装于轨道之上,防翻轮位于轨道下方且与轨道有一定间隙。



1. 承重轮 Burden wheel; 2. 支架 Stand; 3. 防翻轮 Defend turning wheel; 4. 圆板 Circular plate; 5. 圆管 Circular tube; 6. 托辊 Roller; 7. 横梁 Cross beam; 8. 支撑柱 Support pin; 9. 圆管 Circular tube.

图 5 轨道与行走机构示意图

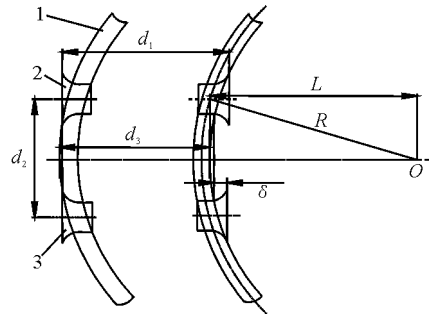
Fig. 5 Schematic diagram of track and walking structure

1) 轨道最小水平转弯半径计算。该双轨运输机的轨道由直线段、水平方向转弯段和垂直方向起伏段组成,为实现载物车顺利通过水平弯形轨道,需依据载物车的结构尺寸计算轨道的最小水平转弯半径,水平转弯极限位置如图 6 所示。

最小水平转弯半径计算公式为

$$(L)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 = R^2 \quad (19)$$

$$R - L \approx d_1 - d_3 \quad (20)$$



1. 轨道 Track; 2. 前承重轮 Front burden wheel; 3. 后承重轮 Back burden wheel.

图 6 最小水平转弯半径极限位置示意图

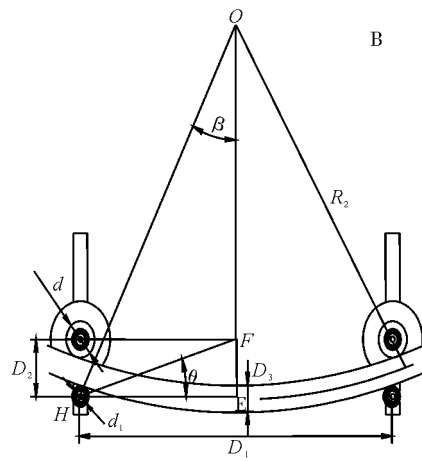
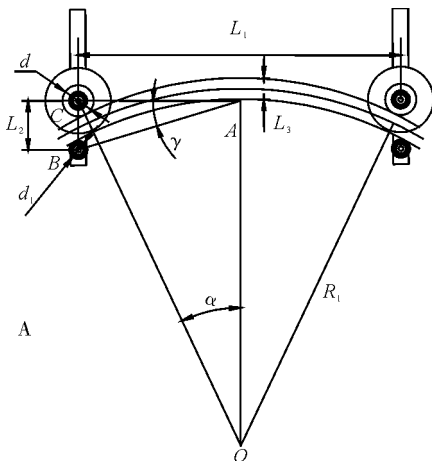
Fig. 6 Schematic diagram of the minimum horizontal curves radius of limit track position

$$d_1 = d_3 + \delta \quad (21)$$

式(19)~(21)中 δ 为承重轮边缘与轨道间隙, mm; R 为轨道最小水平转弯半径, mm; L 为最小转弯半径的圆心到承重轮外端面的距离, mm; d_1 为 2 对装承重轮两外端面的距离, mm; d_2 为前、后承重轮的中心距, mm; d_3 为轨道的宽度, mm。

由载物车的结构设计尺寸可知 $\delta = 13$ mm, $d_1 = 613$ mm, $d_2 = 825$ mm, $d_3 = 600$ mm, 代入式(19)~(21)可得水平最小转弯半径 $R = 6550$ mm。考虑到实际运行过程中的可靠性和灵活性,实际设计的轨道最小水平转弯半径应大于 7 m。

2) 轨道最小垂直转弯半径计算。为实现载物车顺利通过垂直方向起伏轨道,需计算轨道的最小垂直转弯半径。图 7-A 所示为凸型垂直转弯极限位置示意图,可推导出轨道的最小凸型垂直转弯半径公式,如式(22)~(25)。



A. 垂直方向凸型起伏轨道 Vertical convex undulating track; B. 垂直方向凹型起伏轨道 Vertical concave undulating track.

图 7 垂直转弯半径极限位置示意图

Fig. 7 Schematic diagram of vertical turning radius of limit track position

$$\sin\alpha = \frac{\frac{L_1}{2}}{R_1 + \frac{L_3}{2} + \frac{d}{2}} \quad (22)$$

$$\sin\gamma = \frac{L_2}{AB} \quad (23)$$

$$(AB)^2 = (L_2)^2 + \left(\frac{L_1}{2}\right)^2 \quad (24)$$

$$\alpha = \gamma \quad (25)$$

图 7 中 R_1 为凸型轨道垂直转弯半径, mm; L_1 为前后承重轮的轮距, mm; L_2 为承重轮与防翻轮的轮距, mm; L_3 为轨道圆管的外径, mm; d 为承重轮小径端的外径, mm; α 为角度, ($^\circ$)。已知 $L_1 = 825$ mm, $L_2 = 108$ mm, $L_3 = 48$ mm, $d = 60$ mm, 代入式(22)~(25)解得, $R_1 = 1\ 576$ mm。

图 7-B 所示为凹型垂直转弯极限位置示意图, 可推导出轨道的最小凹型垂直转弯半径公式, 如式(26)~(29)。

$$\sin\beta = \frac{\frac{D_1}{2}}{R_2 + \frac{D_3}{2} + \frac{d_1}{2}} \quad (26)$$

$$\sin\theta = \frac{D_2}{HF} \quad (27)$$

$$(HF)^2 = (D_2)^2 + \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 \quad (28)$$

$$\beta = \theta \quad (29)$$

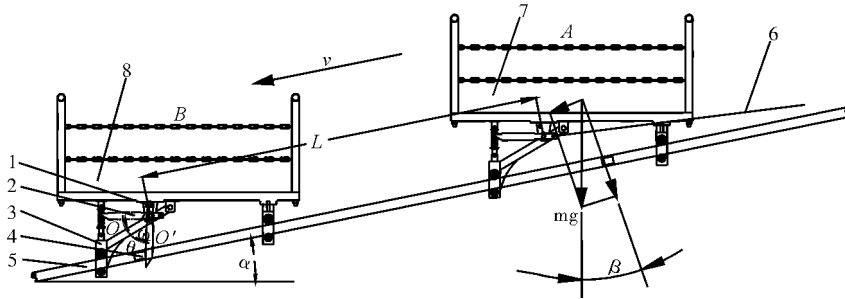
图 7 中 R_2 为凹形轨道垂直转弯半径, mm; D_1 为前后承重轮的轮距, mm; D_2 为承重轮与防翻轮的轮距, mm; D_3 为轨道圆管的外径, mm; d_1 为防翻轮的外径, mm; β 为图示角度, ($^\circ$)。

已知 $D_1 = 825$ mm, $D_2 = 108$ mm, $D_3 = 48$ mm, $d_1 = 40$ mm, 代入式(26)~(29)解得, $R_2 = 1\ 584$ mm。

综合凹凸 2 种垂直转弯型轨道及实际运行过程中的可靠性和灵活性, 实际设计的轨道最小垂直转弯半径应大于 2 000 mm。

3.4 断绳制动装置

为提高运输机在运行过程中的安全性, 防止载物车在运行过程中因钢丝绳断裂或松脱时冲离轨道而造成危害, 在载物车车底设计了一套断绳制动机构。断绳制动机构主要由钢丝绳、可旋转的制动杆和制动块组成, 如图 8 所示。制动装置中制动杆位于车架底端且与钢丝绳相接, 前端方型杆较短, 中间通孔与车底圆形横梁相接, 后端圆柱型杆较长, 后端比前端重。



1. 矩形块 Rectangular block; 2. 制动杆 Brake rod; 3. 行走机构 Travelling mechanism; 4. 轨道横梁 Track cross beam; 5. 轨道 Track; 6. 钢丝绳 Wire rope; 7. 载物车 Vehicle; 8. 载物车 Vehicle.

图 8 断绳制动机构结构示意图

Fig. 8 Schematic diagram of rope brake mechanism

运输机断绳制动装置的工作原理: 当载物车在轨道上由 B 处运行至 A 处时, 钢丝绳 6 断裂或松脱, 载物车瞬间朝轨道低端作加速运行; 制动装置中制动杆 2 因失去钢丝绳 6 的牵引力作用绕其中间轴做旋转运动; 当制动杆 2 较轻的上端方型杆顶靠制动块 1 时, 制动杆 2 立即停止旋转, 然后制动杆下端较长的圆杆瞬间与轨道横梁 3 相撞, 实现载物车的制动。

4 运行效果测试

4.1 试验条件与项目

为测试运输机的实际运行效果, 在空旷平地搭建坡度为 40° 的测试平台(图 9)。将驱动装置置于台架后下方, 钢丝绳绕过台架顶端滑轮后与载物车相连, 轨道测试长度 12 m, 主要检测运输机在额定装载质量下的平均运行速度、平均耗电量和使用有效度。



1. 驱动装置 Driving device; 2. 载物车 Vehicle; 3. 轨道 Track; 4. 试验台 Test stand.

图9 运输机测试平台

Fig.9 Test platform of cargo vehicle

4.2 平均耗电量

测试仪器为三相四线有功电能表。测试时载物车装载质量为 300 kg, 分别进行上、下运行, 单程测试距离为 12 m。每组试验载物车来回均运行 3 次, 取 3 组测试数据的平均值。试验结果显示, 运输机的平均耗能为 1.235 kW·h。

4.3 平均速度和使用有效度

平均速度测试方法: 载物车的装载质量为 300 kg, 分别进行上、下运行速度测试, 单程测试长度为 12 m。每组试验载物车来回均运行 3 次, 取 3 组测试数据的平均值。

使用有效度测试方法: 载物车的装载质量为 300 kg, 分别进行上、下连续运行 55 h, 记录运输机故障发生的时间、故障排除修复的时间, 轻度故障不计。速度及使用有效度计算公式如下:

$$V = \frac{L}{T} \quad (30)$$

式中 V 为平均运行速度, m/s; T 为测试时间, s; L 为运输机有效运行距离, m。

$$K = \frac{\sum T_z}{\sum T_z + \sum T_g} \times 100\% \quad (31)$$

式中 K 为使用有效度, %; $\sum T_z$ 为试验期间正常工作累计时间, h; $\sum T_g$ 为试验期间故障排除修复的累计时间, h。

试验结果显示: 运输机上行平均速度为 0.51 m/s, 下行平均速度为 0.54 m/s; 运输机在连续运行 55 h 内未发生故障, 使用有效度为 100%。

5 讨论

本试验根据中国山地果园的地形地貌特点, 借鉴和吸收国内外已有山地果园的运输机械优缺点, 设计了一种山地果园拆装单向牵引式双轨运输机。

该机具备爬坡, 水平、垂直方向转弯和拆装等功能。设计与计算结果表明, 该运输机的钢丝绳直径为 7.7 mm, 轨道的理论最小倾角 5.7° , 轨道的理论最长长度为 170 m, 轨道最小水平转弯半径为 7 m, 轨道最小垂直转弯半径为 2 m。分析结果显示, 断绳制动装置能够实现钢丝绳断裂或松脱时载物车瞬间制动的目的, 保证运输机的安全运行。测试结果表明, 运输机上行平均速度为 0.51 m/s, 下行平均速度为 0.54 m/s, 运输机平均能耗为 1.235 kW·h, 使用有效度为 100%。

根据断绳制动装置的工作原理和结构特点, 可考虑试制一台运行速度可调、坡度可在一定范围内调节的碰撞试验台进行碰撞性能试验。试验台架以制动成功率和碰撞峰值应力为试验指标, 进行断绳模拟试验, 研究制动装置的成功率与碰撞应力随时间的变化关系, 为制动装置及载物车的进一步合理优化与改进提供依据。

从机械结构分析, 设计的运输机是一种性价比高和推广潜力大的运输机, 它集成了固定式双轨运输机运载能力强、运行平稳以及对山地果园坡型适应能力强等优点, 又具备可装拆、搬移便利和多处使用等特点。基于这些优势和特点, 运输机生产企业可进行规模化和标准化生产。对无电力供应的山地果园, 可采用汽油或柴油发电机组供电, 扩大其应用范围。对该运输机轮轨间的摩擦影响和载物车运行中的振动等问题仍有待进一步研究。

参 考 文 献

- [1] 李震, 卢加纳, 洪添胜, 等. 山地果园钢丝绳牵引运输机超声波壁障系统[J]. 农业机械学报, 2011, 42(10): 116-120.
- [2] 洪添胜, 苏建, 朱余清, 等. 山地橘园链式循环货运索道设计[J]. 农业机械学报, 2011, 42(6): 108-111.
- [3] 张俊峰, 张衍林, 张唐娟, 等. 自走式山地单轨运输机遥控系统的设计[J]. 华中农业大学学报, 2012, 31(6): 792-796.
- [4] 张俊峰, 李敬亚, 张衍林, 等. 山地果园遥控单轨运输机设计[J]. 农业机械学报, 2012, 43(2): 90-95.
- [5] 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.
- [6] 陈银清, 洪添胜, 孙同彪, 等. 山地果园单轨运输机的最小转弯半径及最大承载量分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 50-56.
- [7] 刘永鑫, 洪添胜, 岳学军, 等. 太阳能低功耗滴灌控制装置的设计与实现[J]. 农业工程学报, 2012, 28(20): 20-26.
- [8] 李加念, 洪添胜, 冯瑞珏, 等. 基于脉宽调制的文丘里变量施肥

- 装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2012, 28(8): 105-110.
- [9] 宋淑然, 阮耀灿, 洪添胜, 等. 果园管道喷雾系统药液压力的自整定模糊 PID 控制[J]. 农业工程学报, 2011, 27(6): 157-161.
- [10] 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方针[J]. 农业机械学报, 2012, 43(增刊): 19-23.
- [11] 文韬, 洪添胜, 朱余清, 等. 山地果园索道张紧调节自动控制装置的设计[J]. 农业工程学报, 2011, 27(6): 128-131.
- [12] 文韬, 洪添胜, 苏建, 等. 山地果园链式循环货运索道张紧力检测装置[J]. 农业机械学报, 2011, 42(8): 81-84.
- [13] 胡亚玲. 日本坡地果园机械化作业[J]. 四川农机, 2003(6): 35.
- [14] 刘贯博. 从日本果园机械化现状看我国果园机械发展趋势[J]. 北方果树, 1994(1): 5-6.
- [15] 刘贯博. 日本果园机械化现状[J]. 农牧与食品机械, 1994(6): 37.
- [16] KUNIHIS A, OSAMU S, OSAMU K, et al. New technologies and systems for high quality citrus fruit production labor-saving and orchard construction in mountain areas of Japan [J]. Journal of Mountain Science, 2005, 2(1): 59-67.
- [17] 李善军, 邢建军, 张衍林, 等. 7YGS-45 型自走式双轨道山地果园运输机[J]. 农业机械学报, 2011, 42(8): 85-88.
- [18] 闻邦椿, 张义民, 鄂中凯, 等. 机械设计手册(第 6 册)[M]. 5 版. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [19] 张德英, 李广宇, 向卫国, 等. 斜井提升用钢丝绳的选择方法[J]. 煤矿机电, 2005(2): 69-71.
- [20] 苏世晨, 苏永春. 矿井提升钢丝绳直径计算新公式[J]. 煤矿安全, 2003, 34(6): 32-34.
- [21] 闻邦椿, 张义民, 鄂中凯, 等. 机械设计手册(第 1 册)[M]. 5 版. 北京: 机械工业出版社, 2010.

Design of mountain orchard detachable unidirectional traction double track cargo vehicle

OUYANG Yu-ping¹ HONG Tian-sheng^{1,2} JIAO Fu-jiang³
SU Jian^{1,2} XU Ning¹ LI Zhen^{1,2} CHEN Jin-de³

1. Key Laboratory of Key Technology for Agricultural Machine and Equipment, Ministry of Education, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China;
2. College of Engineering, South China Agricultural University/Machinery Laboratory of China Agriculture (Citrus) Research System, Guangzhou 510642, China;
3. Meizhou Zhensheng Modern Agricultural Equipment Co., Ltd., Meizhou 514700, China

Abstract In order to overcome the transition, field operation, and standardized batch production difficulties of the existing track cargo vehicle in mountainous orchard, as well as to raise the utilization rate, the mountain orchard detachable unidirectional traction double track cargo vehicle was developed. This paper introduced the whole machine structure, the wire rope diameter selection, the minimum track inclination, the maximum track distance, the minimum track turning radius and the working principle of the rope brake device. Load experiments were carried out to test the cargo's synthetic track function. It is indicated by calculation that the wire rope diameter should be 7.7 mm, the minimum track inclination was 5.7° , the maximum track distance was 170 m, the minimum track horizontal turning radius was 7 m, and the minimum track vertical turning radius was 2 m. Load experiment results indicated that the cargo vehicle's uplink average speed was 0.51 m/s, the downlink average speed was 0.54 m/s, the average energy consumption was 1.235 kW · h and the effective use degree was 100%. This cargo vehicle was suitable for fruit, pesticide, chemical fertilizer and other cargo transportation in the mountain orchard. Meanwhile, it can be applied to carry the spraying machine, the shave machine and other agricultural machines.

Key words mountain orchard; detachable unidirectional traction; double track cargo vehicle; minimum inclination angle; turning radius