

# 自走式山地果园遥控单轨运输机的设计与改进

李学杰 张衍林 张闻宇 凌旭平

华中农业大学工学院, 武汉 430070

**摘要** 为克服山地果园遥控单轨运输机的诸多缺陷,对原机进行优化设计。改进时取消了原机复杂的遥控装置,利用四杆-杠杆、撞块联动离合刹车机构,使运输机在轨道上能够任意自动停车和可靠制动,实现无人驾驶。用风冷汽油机替换原柴油机,增大马力、减小整机质量和外形尺寸。重新设计的防侧倒T形夹紧轮,可减小运输机的转弯半径,去掉原辅助轨道,降低轨道高度和安装难度,节约轨道建设成本约40%。检测试验结果表明,改进后的山地果园遥控单轨运输机可以实现爬坡角度达40°,上坡负载质量为500 kg,下坡负载质量为1 000 kg,最小转弯半径小于4 m,工作可靠,运行平稳,操作简单,适合山地运输。

**关键词** 遥控单轨运输机; 自走式; 设计; 改进

**中图分类号** S 229<sup>+</sup>.1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2014)05-0117-06

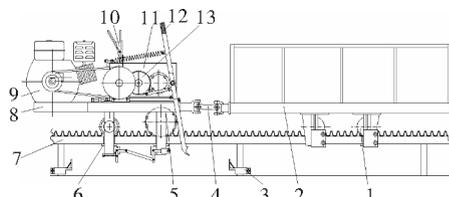
目前,中国柑橘生产的机械化程度较低,从国外引进的部分柑橘生产机械,由于成本过高一直未能在生产中发挥作用<sup>[1-4]</sup>。在现代农业(柑橘)产业技术体系的支持下,国内已相继开发出多种果园运输机械,主要有山地果园双轨软索运输系统、链式盘山循环索道系统、7YGD-35型牵引式单轨道果园运输机和7YGS-45型自走式双轨道果园运输机等<sup>[5-14]</sup>,但均因系统复杂、安装成本较高、安装难度较大、操作较困难等,都没得到大面积推广。

华中农业大学研制的一种山地果园遥控单轨运输机(以下简称一代运输机),采用8.8 kW柴油机为动力,体积较大且较笨重,同时柴油机启动较困难,遥控控制系统较复杂,需要采用4根电动推杆完成油门、离合、刹车和制动等基本操作<sup>[15-17]</sup>。由于运行环境复杂和柴油机震动较大,所以一代运输机运行作业时故障较多。另外,一代运输机轨道结构复杂,主轨道和辅助轨道的安装难度较大,安装成本也较高。为克服一代运输机的诸多缺陷,本试验设计了基于9.5 kW风冷式汽油机为动力的自走式单轨运输机(以下简称运输机),采用结构简单且操作方便的四杆-杠杆、撞块联动离合刹车机构,并对防止运输机侧倒和上跳的T形夹紧轮进行了改进,可降低运输轨道安装难度,节约系统建设成本。

## 1 整体结构与技术参数

### 1.1 改进后的样机整体结构

运输机主要由汽油机、四杆-杠杆、撞块联动离合刹车机构、刹车装置、减速装置、传动装置、驱动总成、防脱轨防侧倒装置、带齿单轨道、可移动撞桩总成、拖车等构成,整机结构如图1所示。



1. 拖车从动轮 Engaged wheel of trailer;
2. 拖车 Trailer;
3. 可移动撞块 Mobile collision block;
4. 连接万向节 Cardan joint;
5. 驱动总成 Driven assembly;
6. 防脱轨防侧倒装置 Derailment prevention against side of device;
7. 单轨道 Single track;
8. 主机架 Rack;
9. 汽油机 Gasoline engine;
10. 换挡机构 Gearshift;
11. 齿轮箱 Gearbox;
12. 四杆-杠杆、撞块联动离合刹车机构 Mechanism of the four-bar-lever linkage clutching and braking by striking;
13. 刹车装置 Braking device.

图1 运输机整机的结构示意图

Fig. 1 Sketch diagram of the monorail transporter

运输机基本操作过程: 在离合分离同时刹车抱死状态下,手拉启动汽油机,挂到所需档位; 然后顺

收稿日期: 2013-03-25

基金项目: 国家公益性行业(农业)科研专项(200903023)和现代农业产业技术体系建设专项(CARS-27)

李学杰, 硕士研究生. 研究方向: 柑橘生产机械化. E-mail: lxj19870607@126.com

通信作者: 张衍林, 教授. 研究方向: 柑橘生产机械化与能源工程. E-mail: zhangyl@mail.hzau.edu.cn

时针方向拉动离合刹车操纵杆,这时离合器闭合,刹车鼓机构松开,运输机开始运动;运动至可移动撞块固定装置的位置时,解锁撞点触碰到可移动撞块固定装置的单向翻板,此时离合器会自动脱开,同时刹车机构开始起作用,最终将运输机稳定制动;运输机设前进、后退、空挡 3 个档位,每个档位都采用销孔定位,防止运输机在运行过程中出现跳档现象。四杆-杠杆、撞块联动离合刹车机构的设计和应用,可替代原本复杂的遥控操作控制系统,简化运输机的操作过程,提高运输机无人驾驶的可靠性。

## 1.2 主要技术参数

经反复改进设计和试验,确定运输机的各项技术参数指标:主机外形尺寸,长 980 mm、宽 550 mm、高 750 mm;配套动力 9.5 kW;整机质量 $\leq 180$  kg;运行速度 0.7~0.8 m/s;承载质量 $\approx 500$  kg;最大爬坡角度 40°;最小转弯半径 2 660 mm。

# 2 运输机的改进设计

## 2.1 整机的工艺流程

运输机工作时,汽油机通过一级皮带传动减速,再通过两级齿轮传动减速和一级链传动减速最终将转速降低至所要求带动驱动总成运动,驱动机构与轨道上的齿带相互啮合最终带动整机运动;驱动轮与夹紧轮的中心线在一个竖直平面上,从动轮与夹紧轮的中心线在一个竖直平面上,运输机爬坡时,T形夹紧轮与轨道方钢相配合,使机架不脱轨不侧倒,从而使运输机顺利向上运动,实现爬坡功能;从动轮为万向轮,运输机转弯时,从动轮随轨道上齿形结构的走向而变向,驱动轮随主机从动轮的变向而变向,运输机可在弯的轨道上运行,从而实现转弯的功能;运输机运行到轨道上选定的某一处时,通过四杆-杠杆、撞块联动离合刹车机构实现停车制动。运输机整机工艺流程如图 2 所示。

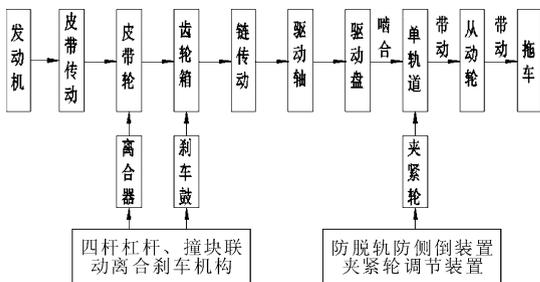
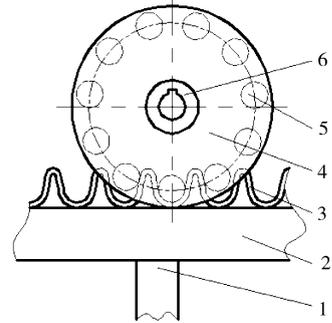


图 2 单轨运输机的流程

Fig. 2 Sketch of processing flow of the transporter

## 2.2 驱动机构的设计

驱动部件沿用了一代运输机的驱动形式,采用链轮链条驱动,在轨道上布置齿带,相当于直径无限大的链轮,将 28A 链条,按照链传动的节距要求设计为 11 齿形式的驱动轮<sup>[14-15]</sup>。驱动机构结构如图 3 所示。



1. 轨道支脚 Rail leg; 2. 单轨道 Single track; 3. 齿带 Girder; 4. 驱动侧板 Drive side panel; 5. 驱动销轴 Drive pin; 6. 驱动轮毂 Drive hub.

图 3 驱动机构的结构示意

Fig. 3 Schematic drawing of the driving mechanism

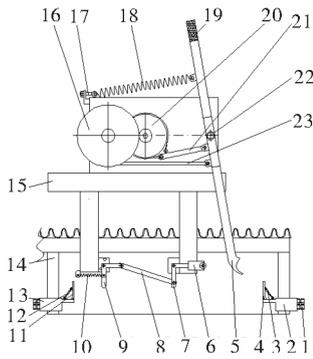
## 2.3 传动系统的设计

选用 188F-L 汽油机,汽油机自带一级二分之一减速机构,其输出轴的转速为 1 800 r/min,比柴油机 2 400 r/min 低,可将整机的总传动比减小。通过查阅《机械设计手册》,根据各种传动类型的使用传动比,选取各级传动的传动比;通过引入一级带传动  $n_1 = 2.5$ ,二级齿轮传动  $n_{2,3} = 7$ ,一级链传动  $n_4 = 1.4$ ,将驱动轴转速降低至 73.5 r/min。

## 2.4 关键部件的设计

1) 离合刹车机构的设计及其工作原理。四杆-杠杆、撞块联动离合刹车机构主要由可移动撞块固定装置、单向翻板拉簧、单向翻板、弧形勾、勾轮装置、解锁撞点、连杆机构复位拉簧、离合刹车拉簧、离合刹车操纵手柄、刹车鼓机构、刹车拉杆、离合拉杆等构成。离合刹车机构结构如图 4 所示。

该机构的工作原理:由离合刹车拉簧通过杠杆结构为离合刹车机构提供拉力,在该拉力的作用下,运输机在实现离合器分离的同时进行刹车制动;当顺时针拉动离合刹车操纵手柄时,弧形勾将勾轮装置下压,当勾轮装置越过弧形勾的最低点,勾轮装置会在连杆机构复位拉簧的拉力作用下迅速复位将弧形勾勾住;此时离合器处于结合状态,刹车鼓处于松开状态,运输机开始沿轨道运行;当运输机往左运行至左单向翻板位置时,在左单向翻板的阻挡下,左



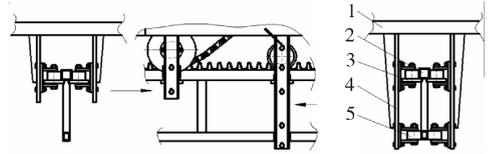
1. 固定螺栓 Set bolt; 2. 右可移动撞桩固定装置 Fixed device; 3. 右单向翻板拉簧 Right turning spring; 4. 右单向翻板 Right turning spring; 5. 弧形勾 Curved hook; 6. 勾轮装置 Check wheel device; 7. 右解锁撞点 Right unlock hit points; 8. 连杆 Connecting rod; 9. 左解锁撞点 Left unlock hit points; 10. 连杆机构复位拉簧 Reset spring; 11. 左单向翻板 Left turning spring; 12. 左单向翻板拉簧 Left turning spring; 13. 左可移动撞桩固定装置 Set device; 14. 轨道支脚 Rail leg; 15. 主机架 Rack; 16. 离合器总成 Clutch actuators; 17. 离合器刹车拉簧调节螺栓 Spring adjuster bolt; 18. 离合刹车拉簧 Brake spring; 19. 离合刹车操纵手柄 Clutch brake control handle; 20. 刹车鼓机构 Brake drum; 21. 刹车拉杆 Parking brake lever; 22. 转轴 Spindle; 23. 离合拉杆 Clutch pull rod.

图4 四杆-杠杆、撞块联动离合刹车机构的结构示意  
Fig.4 Schematic drawing of the mechanism of the four-bar-lever linkage clutching and braking by striking

解锁撞点会逆时针方向通过连杆带动勾轮装置顺时针方向往下旋转,将弧形勾完全脱开;此时离合刹车拉簧开始动作,运输机离合器分离,刹车毂抱死制动,同时勾轮装置会在连杆机构复位拉簧的左右下复位;换挡后运输机往右运动,运行过程中左解锁撞点将左单向翻板下压,使左单向翻板顺时针翻转;当左解锁撞点通过左单向翻板后,左单向翻板会在左单向翻板拉簧的拉力作用下复位;运输机往右运动时,右解锁撞点与右单向翻板相配合,原理与往左运行时相同。

左右可移动固定装置可以沿轨道选择任意一个轨道支脚固定,左右解锁撞点的中心线与左右单向翻板的中心线为相互对应,左右的解锁撞点与左右的单向翻板在运行过程中不会发生相互干涉。

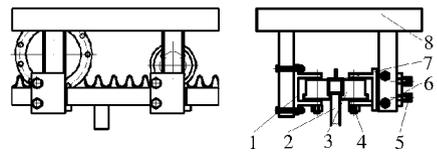
2)防侧倒防脱轨装置的改进。一代运输机防侧倒防脱轨装置如图5所示,其中原T形夹紧轮下缘与轨道主轨道底部配合,克服驱动盘与齿带啮合产生的上跳力,直夹紧轮与下辅助轨道配合,可防止运输机侧倒<sup>[14-15]</sup>。



1. 直夹紧轮 Clamping roller; 2. 长伸脚 Long leg; 3. T形夹紧轮 T clamping roller; 4. 轨道 Track; 5. 机架 Rack.

图5 一代运输机防脱轨防侧倒装置的结构示意  
Fig.5 Schematic drawing of the derailment and side prevention device of the first generation monorail transporter

改进后的自走式运输机防侧倒防脱轨装置如图6所示,其中改进的T形轮下端凸缘与轨道底部配合,克服运输机驱动盘与齿带啮合时产生的上跳力;改进的T形夹紧轮侧面与轨道侧面相互作用,克服运输机的侧倒力矩;改进的两夹紧轮之间的间隙设计为间隙可调,通过调节夹紧轮间隙调节螺栓来调节两夹紧轮之间的间隙,使两夹紧轮之间可以始终保持不超过1mm的最大间隙,防止在磨损产生后两夹紧轮与轨道间的间隙过大而导致运输机左右摆动过大。



1. 夹紧轮支架 1 Stents 1; 2. 轨道支脚 Rail leg; 3. 改进T形夹紧轮 Improved T clamping roller; 4. 夹紧轮支架 2 Stents 2; 5. 夹紧轮间隙调节螺栓 Adjuster bolt; 6. 固定螺栓 Set bolt; 7. 轨道 Track; 8. 机架 Rack.

图6 运输机防脱轨防侧倒装置的结构示意  
Fig.6 Schematic drawing of the derailment and side prevention device of the monorail transporter.

## 2.5 理论分析与计算

1)轨道的改进及其受力分析。在运输机运行过程中,单轨道上下方向主要承受运输机和载重的重力 $G$ ,水平方向主要承受T形夹紧轮克服运输机侧倒所产生的作用力 $F_1$ 、 $F_2$ ,重心偏移产生的弯矩 $M$ ,改进后的轨道基本受力如图7所示。

因拖车装入负载后质量较大,故取拖车的2对T形夹紧轮为研究对象,当拖车负载500kg时两从动轮各承受小于290kg的质量,取 $G=3\ 000\text{ N}$ 。两夹紧轮之间可以始终保持不超过1mm的最大间隙,由图7可知,当 $a_{\max}=1\text{ mm}$ 时,运输机拖车产生最大偏移量 $L_{\max}$ 最大;轨道为 $50\text{ mm}\times 50\text{ mm}\times 5\text{ mm}$ 无缝方钢管,轨道支脚为 $50\text{ mm}\times 30\text{ mm}\times$

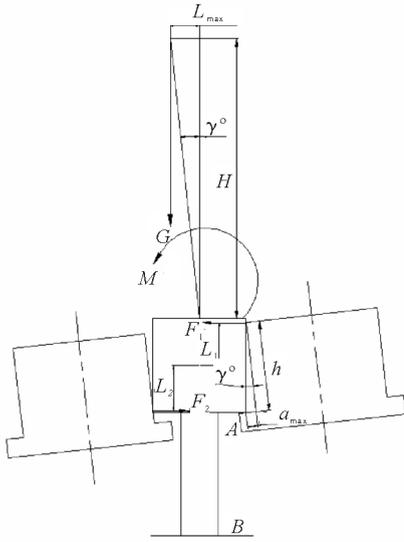


图 7 轨道的受力分析

Fig. 7 Rail stress analysis chart

4 mm 无缝扁钢管(截面积  $A=576 \text{ mm}^2$ ),取强度相对小的轨道支脚进行分析,其中  $AB$  杆为短粗杆,理想状态下简化  $A$  端为铰支  $B$  端固定,则有

$$\sin\gamma \approx a_{\max}/h \quad (1)$$

$$L_{\max} = H \sin\gamma \quad (2)$$

$$M = GL_{\max} \quad (3)$$

$$F_1 L_1 + F_2 L_2 = M \quad (4)$$

$$L_1 + L_2 \approx h \quad (5)$$

$$\sigma_A = M/W \quad (6)$$

$$\sigma_{AB} = G/A \quad (7)$$

式中  $a_{\max}$  为最大间隙;  $\gamma$  为最大偏角;  $h$  为夹紧轮长度;  $M$  为轨道承受弯矩;  $F_1$ 、 $F_2$  为夹紧轮对轨道的作用力;  $H$  为拖车重心高;  $\sigma_A$  为轨道支脚  $A$  端弯曲应力;  $W$  为轨道截面系数;  $\sigma_{AB}$  为轨道支脚  $A$  端正应力。

已知  $a_{\max} = 1 \text{ mm}$ ;  $G = 300 \text{ kg}$ ,  $H = 200 \text{ mm}$ ,  $F_1 = F_2$ ,  $L_1 + L_2 = 45 \text{ mm}$ ,  $W = 11.9/\text{cm}^3$ ,  $A = 576 \text{ mm}^2$ , 分别代入式(1)~(7)可得  $\gamma = 1.27^\circ$ ,  $F_1 = F_2 = 296 \text{ N}$ ,  $L_{\max} = 4.44 \text{ mm}$ ,  $M = 13.33 \text{ Nm}$ ,  $\tau_A = 1.12 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{AB} = 52 \text{ MPa}$ , 则有弯矩和正应力共同作用的最大应力为  $\sigma_{\max} = \sigma_{AB} + \sigma_A$ 。

当  $\sigma_{\max} = 53.12 \text{ MPa}$ , 取  $AB$  杆安全系数为  $n = 5.0$  时, 则有

$$[\tau] = 510 \text{ MPa} > \sigma_{\max} \cdot n = 265.6 \text{ MPa}$$

因此,  $AB$  杆安全可靠, 改进后的轨道安全性较高。

2) 离合刹车制动分析与计算。运输机整机和拖车总质量 250 kg、负载质量 500 kg, 在  $40^\circ$  坡道上,

若运输机上/下运行时能够实现可靠地制动停车, 那么当运输机在小于  $40^\circ$  的坡道或者水平轨道上运行时, 则均能可靠地实现制动停车。图 8 为运输机的下滑力分析,  $\theta = 40^\circ$ 。

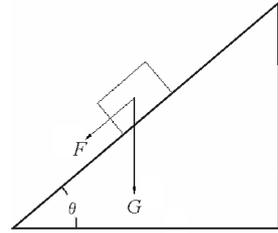


图 8 下滑力的分析

Fig. 8 Sliding force analysis chart

要实现运输机在  $40^\circ$  坡道上下运行时能够可靠制动停车, 则需要满足

$$f_1 R_1 P S N > (G \sin\theta - F) R_2 \quad (8)$$

$$F = f_3 G \cos\theta \quad (9)$$

$$S = 2\pi R_1 L K \quad (10)$$

$$N = N_3 N_4 \quad (11)$$

式中  $f_1$  为刹车带橡胶与刹车毂摩擦系数;  $R_1$  为刹车毂半径, m;  $P$  为刹车带所承受的压强, Pa;  $S$  为刹车带受力面积,  $\text{m}^2$ ;  $G$  为运输机及负载总质量, N;  $N$  为传动比系数;  $\theta$  为坡道的最大坡度, ( $^\circ$ );  $R_2$  为运输机承重轮半径, m;  $F$  为运输机与轨道之间的摩擦力, N;  $f_3$  为运输机与轨道之间的摩擦系数;  $L$  为刹车带宽度, m;  $K$  为刹车带与刹车毂包角系数;  $N_3$  为齿轮传动比;  $N_4$  为链传动比。

已知  $f_1 = 0.8$ ,  $R_1 = 0.07 \text{ m}$ ,  $G = 7154 \text{ N}$ ,  $\theta = 40^\circ$ ,  $R_2 = 0.065 \text{ m}$ ,  $f_3 = 0.07$ ,  $L = 0.035 \text{ m}$ ,  $K = 0.9$ ,  $N_3 = 2.5$ ,  $N_4 = 1.4$ , 分别代入式(9)~(11)可得  $N = 3.5$ ,  $F = 384 \text{ N}$ ,  $S = 0.0154 \text{ m}^2$ , 再代入式(8)中可得  $P > 0.09 \text{ MPa}$ , 因此, 当刹车带与刹车毂之间的压强  $P > 0.09 \text{ MPa}$  时, 运输机能够实现可靠地制动停车。

离合刹车拉簧与离合拉杆、刹车拉杆位置和刹车力的分析如图 9 所示。选取合适的离合刹车拉簧, 当运输机离合器处于分离状态, 刹车处于抱死状态时, 离合刹车拉簧的拉力经过测量实际为  $F_1 = 190 \text{ N}$ , 离合器分离需要的拉力  $F_2 = 60 \text{ N}$ , 转销两侧的离合刹车拉簧的力臂长度  $L_1 = 260 \text{ mm}$ , 刹车拉杆的力臂长度  $L_2 = 20 \text{ mm}$ , 离合拉杆的力臂长度  $L_3 = 40$ ,  $P_0$  为当刹车毂抱死时刹车带与刹车毂的实际承受压力, 所以有

$$P_0 = (F_1 L_1 - F_2 L_3) / S L_2 \quad (12)$$

式中  $S = 0.0154 \text{ m}^2$ ,  $F_1 = 190 \text{ N}$ ,  $L_1 = 260 \text{ mm}$ ,  $F_2 = 60 \text{ N}$ ,  $L_2 = 20 \text{ mm}$ ,  $L_3 = 40 \text{ mm}$ , 分别代入式(12)后可得  $P_0 = 0.153 \text{ MPa} > 0.09 \text{ MPa}$ , 因此, 当运输机负载  $500 \text{ kg}$  处在最大坡度  $40^\circ$  位置停车时, 运输机能够实现可靠地制动停车。

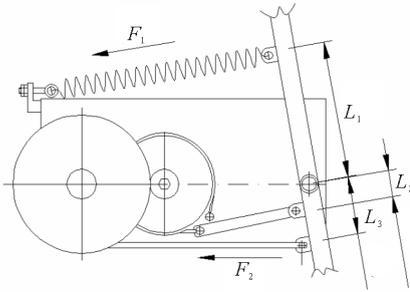


图9 刹车力的分析

Fig.9 Braking force analysis chart

### 3 运行检测试验

山地果园遥控单轨运输机的运行检测试验分别在华中农业大学工科基地架设的试验轨道和浙江省台州市临海县涌泉镇果园内的实地轨道上进行, 轨道最大坡度为  $40^\circ$ , 最小转弯半径为  $4 \text{ m}$ 。试验轨道有起伏弯和水平左右弯道, 运行过程的负载质量为  $200 \sim 500 \text{ kg}$ , 试验运行共计  $85$  次。

试验结果表明, 改进后的山地果园遥控单轨运输机运行效果良好, 运行平稳且震动较小, 各个坡度情况下制动效果稳定可靠, 无需人工驾驶, 操作简单, 平均运行速度为  $0.68 \text{ m/s}$ 。

### 4 讨论

设计的运输机对原山地果园遥控单轨运输机的控制系统、发动机和防侧倒的 T 型夹紧轮进行了改进, 使运输机外形尺寸更小, 整机质量较原山地果园遥控单轨运输机减少, 既节约了成本又增加了运载能力, 并降低了轨道高度, 货物在上下运输机的过程中更为方便。同时轨道结构大为简化, 对复杂山地地形的适应性增加, 降低了轨道的安装难度, 减少了人力, 节约轨道建设成本  $40\%$  以上, 具有很好的经济效益。另外, 运输机在整机质量降低的同时爬坡能力增强, 转弯半径变小, 对轨道形状的适应性得到了提升。

改进后的运输机可以实现无人驾驶功能, 设计的机械式四杆-杠杆、撞块联动离合刹车机构更加安

全可靠。该运输机启动方便, 操作简单, 对操作人员的要求较低, 适合在劳动力缺乏的地区大面积推广, 具有很好的应用前景。该运输机以汽油机为动力, 不受制于偏远山区果园电力缺乏及电力不稳定的现状, 同以往的链式盘山循环索道系统、牵引式单轨道、双轨道运输机等相比, 其适应性增加; 同牵引式和索道式相比, 不存在因钢丝绳断裂而发生危险的因素, 加之运输机可以实现无人驾驶, 所以安全性比其他运输机高。

### 参 考 文 献

- [1] 何劲, 祁春节. 中外柑橘产业发展模式的比较与借鉴[J]. 经济纵横, 2010(2): 110-113.
- [2] 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): 105-111.
- [3] 宋自奋, 张玉, 祁春节. 中国柑橘市场竞争力比较分析[J]. 安徽农业科学, 2008, 36(26): 11602-11603.
- [4] 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.
- [5] 战廷文, 张学锋, 刘长乐, 等. 单轨运输车应用现状[J]. 林业机械与木工设备, 2008, 36(12): 45-47.
- [6] 范凤翠, 李志宏, 王桂荣, 等. 国外主要国家农业信息化发展现状及特点的比较研究[J]. 农业图书情报学刊, 2006, 18(6): 175-177.
- [7] 刘滨凡, 王立海. 森林生态型单轨车轨道啮合机构设计[J]. 林业机械与木工设备, 2008, 36(4): 38-40.
- [8] 张衍林, 樊傲洲, 邓在京, 等. 一种山地单轨道果园运输机: 中国, CN101544235[P]. 2009-09-30.
- [9] 张衍林, 樊傲洲, 邓在京, 等. 自走式双轨道果园运输机: 中国, CN101720601A[P]. 2010-06-09.
- [10] JU S H, LIN H T. Numerical investigation of a steel arch bridge and interaction with high-speed trains [J]. Engineering Structure, 2003, 25(2): 241-250.
- [11] 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): 729-796.
- [12] 张凯鑫, 张衍林, 梁秀英, 等. 基于 Abaqus 的果园运输机橡胶辊滚动过程仿真[J]. 华中农业大学学报, 2014, 33(4): 124-129.
- [13] LEE C H, KAWATANI M, KIM C W, et al. Dynamic response of a monorail steel bridge under a moving train [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 294(3): 562-579.
- [14] 李善军, 邢军军, 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.
- [15] 张俊峰, 张衍林, 张唐娟. 遥控牵引式单轨运输机的设计与改进[J]. 华中农业大学学报, 2013, 32(3): 130-134.
- [16] 李敬亚. 山地果园单轨运输机的研制[D]. 武汉: 华中农业大学图书馆, 2011.
- [17] 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.

## Design and improvement of the remote control self-propelled monorail transporter for mountainous orchard

LI Xue-jie ZHANG Yan-lin ZHANG Wen-yu LING Xu-ping

*College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China*

**Abstract** An improved design has been applied to the self propelled monorail transporter, which removed the complex remote control device from the original design and used simpler, more reliable and economical mechanism of the four-bar-lever linkage clutching and braking by striking so as to realize the transporter's clutch separating and automatic, reliable braking at any point along the orbit. In this way, the unmanned driving of the vehicle can be realized. Besides, air-cooled gasoline engine has replaced the original diesel engine, which increased the horsepower and reduced the weight and overall dimensions of the machine. The design of the T grip wheel has been optimized to prevent the transporter from skewing. The turning radius has been reduced, the original auxiliary orbit has been removed and its altitude has been cut so that the difficulty of the installation of the orbit has been reduced and the construction costs has been lowered by 40%. The results of experiment showed that the transporter could climb up the slope of 40° with a load of 500 kg, and climb down with 1000 kg and the minimum turning radius is less than 4 m. At the same time the monorail transporter worked reliably, ran smoothly and operated simply, which is perfectly suitable for mountainous transportation.

**Key words** remote control monorail transporter; self-propelled; design; improvement

(责任编辑:陈红叶)