

山地果园牵引式双轨运输机排绳装置的设计

欧阳玉平^{1,2} 洪添胜^{1,2} 苏建^{1,2} 徐宁^{1,2} 李震^{1,2} 焦富江³ 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 针对山地果园牵引式双轨运输机的牵引钢丝绳在弯曲起伏轨道上使用易出现乱绳、挤绳等问题, 设计了一种双螺旋式自动排绳装置。在分析该装置的设计要求、基本组成和工作原理基础上, 对装置的链传动、滑块换向曲线、导向拨叉的结构参数和排绳轮的受力进行分析, 并进行综合排绳测试试验。测试结果显示, 原驱动装置加装排绳装置后, 绕卷 16 m 的钢丝绳, 其钢丝绳充满系数平均增加 22.6%, 功耗平均增加 0.026 kW·h, 振动噪音平均降低 0.75%。这表明该排绳装置具备有序排绳、耗能少和降低驱动装置振动噪音等优点。

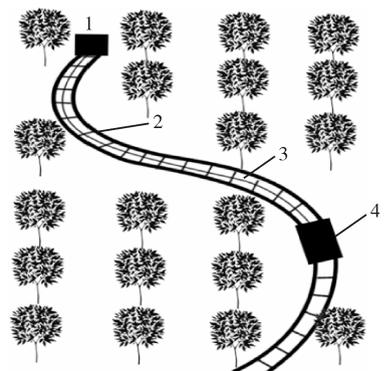
关键词 牵引式双轨运输机; 排绳装置; 钢丝绳

中图分类号 S 229⁺.1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2014)05-0123-07

近年来,为解决山区果园农资运送难、人工运送成本过高等系列问题,加快推进山地果园机械化进程,国家柑橘产业技术体系机械研制室研制了山地果园钢丝绳牵引式双轨运输机系列机型^[1-6]。该系列机型用钢丝绳的应用工况与传统起重机不同,传统起重机用钢丝绳的张紧力保持相对稳定,而该运输机的载物滑车在沿弯曲起伏轨道运载时,通常有间隙性启停,使钢丝绳在滚筒上缠绕时紧松不一,极易出现乱序现象,严重时钢丝绳堆积缠绕于滚筒一处而跳出滚筒,导致驱动装置无法正常工作。若在驱动装置滚筒旁边安排人工排绳,则存在极大的安全隐患,甚至会引发事故,因此,尽快研制适用于山地果园弯曲起伏变化轨道的运输机排绳装置具有重要意义。现有用于卷扬机排绳的装置大都为特定提升机或纺织机械设计制造,需专门配备驱动及减速装置,其造价高,体积较大,对山地果园牵引式双轨运输机并不适用^[7-8]。笔者根据山地果园牵引式双轨运输机的应用特点,设计了一种与之适应的排绳装置,即依靠运输机滚筒自身的转动提供驱动力,并配备钢丝绳松脱自动张紧装置,实现钢丝绳在滚筒上有序且往复紧凑排列,以防止钢丝绳乱绳、挤绳等不正常现象发生。

1 排绳装置设计方案与工作原理

如图 1 所示,设计的地果园牵引式双轨运输机主要由驱动装置、轨道、钢丝绳和载物滑车组成。驱动装置位于山顶(也可置于山底),轨道沿起伏弯曲的山坡铺设,货运滑车骑跨于轨道之上,钢丝绳的一端与载物滑车相连,另一端卷入驱动装置的内置滚筒上。



1. 驱动装置 Driving device; 2. 轨道 Track; 3. 钢丝绳 Wire rope; 4. 载物滑车 Loading block.

图 1 山地果园牵引式双轨运输机安装示意图
Fig. 1 Installation diagram of mountain orchard traction double-track cargo vehicle

收稿日期: 2014-01-03

基金项目: 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)和公益性行业(农业)科研专项(200903023,201403036)

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

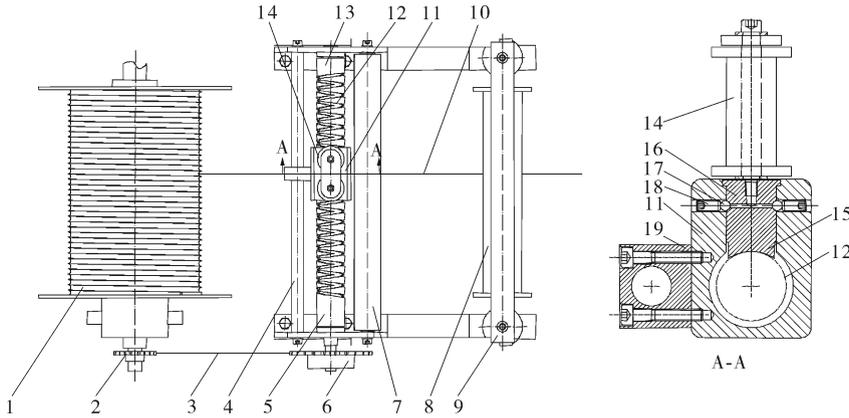
1.1 设计要求

根据山地果园牵引式双轨运输机实际应用的特点,其排绳装置应满足以下要求:1)排绳装置应加装在原卷扬机上且体积较小;2)排绳过程应为机械式传动,无需配备额外的驱动力及减速箱;3)应具备迫使钢丝绳往复运行的能力;4)应配备钢丝绳松脱张紧装置,保证钢丝绳进入滚筒前为张紧状态。

1.2 基本组成

根据设计要点,山地果园轨道运输机排绳装置设计由链传动机构、导向机构、移动滑座、排绳轮、双向矩形螺纹副、换向套、导向拨叉、钢丝绳松脱自动

张紧装置等组成,如图 2 所示。其中链传动机构、双向矩形螺纹副、导向拨叉和排绳轮是排绳装置的核心部件。小链轮 2 置于滚筒 1 侧端旋转轴上,大链轮 6 置于双向矩形螺纹杆 12 侧端旋转轴上,大、小链轮通过链条 3 相连。双向矩形螺纹杆 12 置于移动滑座 11 中心通孔内,导向拨叉 15 端面月牙型滑块置于双向矩形螺纹杆 12 螺纹槽内,移动滑座 11 上端面安装一对相互配合的排绳轮 14,钢丝绳 10 位于两排绳轮 14 中间,双向矩形螺纹杆 12 正前方设置钢丝绳松脱自动张紧装置,钢丝绳 10 位于重力托辊 8 下方。



1. 滚筒 Roller; 2. 小链轮 Small chain wheel; 3. 链条 Chain; 4. 导向杆 Guide shaft; 5. 换向套 Reverse sleeve; 6. 大链轮 Big chain wheel; 7. 支撑托辊 Support roller; 8. 重力托辊 Gravity roller; 9. 钢丝绳松脱自动张紧装置 Wire rope loosening automatic tensioning device; 10. 钢丝绳 Wire rope; 11. 移动滑座 Moving slide; 12. 双向矩形螺纹杆 Two-way rectangular screw shaft; 13. 换向套 Reverse sleeve; 14. 排绳轮 Ranging wheel; 15. 导向拨叉 Guiding shift fork; 16. 圆柱连接头 Cylindrical connector; 17. 滚珠 Rolling ball; 18. 螺丝 Screw; 19. 导向支座 Guiding support.

图 2 排绳装置示意图

Fig. 2 Diagram of wire rope ranging device

1.3 工作原理

设计的山地果园轨道运输机排绳装置的工作原理:运输机启动,滚筒与双向螺纹杆通过链传动同步转动,移动滑座内置导向拨叉在螺纹杆转动的带动下沿螺纹槽运动,导向拨叉沿螺纹槽运动同时带动移动滑座作直线移动;双向矩形螺纹杆两端设置换向槽,移动滑座移动至螺纹杆两端时,滑块的前端触碰换向槽的顶点后转变方向,沿另一方向的螺纹槽运行,实现移动滑座的往复直线运行。

钢丝绳依次经过重力托辊下端及排绳轮之间的间隙后进入滚筒,使滚筒入绳口的倾角始终为 0° (无论进入排绳轮前的钢丝绳倾角有多大)。这样旋转的滚筒,通过小链轮-链条-大链轮-双向矩形螺纹副两级旋转转动,转变成移动滑座的往复直线运动,实现移动滑座上的排绳轮迫使钢丝绳水平走动,保证钢丝绳按照固定的节奏往复缠绕;若钢丝绳突然

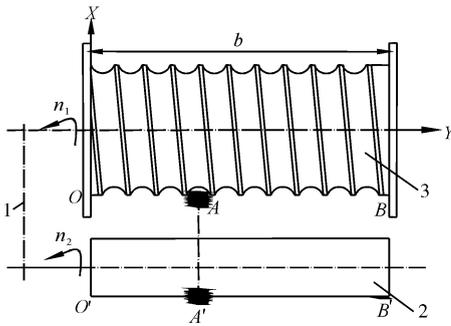
松脱,重力托辊在自身重力作用下落瞬间压紧钢丝绳,保证进入排绳轮前的钢丝绳保持张紧状态。

2. 关键部件设计与参数确定

2.1 排绳装置传动参数的确定

为保证排绳装置能有效迫使钢丝绳在滚筒上有序绕卷,排绳装置首先必须满足双向矩形螺纹杆与滚筒内轴同步转动,其次是双向螺纹行程与滚筒筒体有效宽度应相等。

如图 3 所示,钢丝绳进出滚筒过程中,令钢丝绳与滚筒的接触点为 A ,滚筒 O 点为坐标系原点, B 为滚筒最右端,滚筒轴向为 Y 轴建立直角坐标系。令 O' 点为双向矩形螺纹杆最左端, A' 点为排绳轮在双向矩形螺纹杆的水平位置, B' 点为螺纹杆最右端。滚筒绳槽螺距及其转速、双向矩形螺纹杆螺距及其转速的关系可由以下方程推导得出。



1. 链条 Chain; 2. 双向矩形螺纹杆 Two-way rectangular screw shaft; 3. 滚筒 Roller.

图3 钢丝绳运动分析简图

Fig. 3 Schematic analysis of wire rope movement

钢丝绳在滚筒上的接触点 A 从 O 点移动至点 B 时水平直线运动方程为

$$y_1 = \frac{t}{60} n_1 d_1 \quad (1)$$

钢丝绳在螺纹杆上的接触点 A' 从 O' 点移动至点 B' 时水平直线运动方程为

$$y_2 = \frac{t}{60} n_2 d_2 \quad (2)$$

式中 b 为滚筒筒体的有效宽度, mm; t 为钢丝绳在滚筒上运行时间, s; n_1 为滚筒转速, r/min; n_2 为双向矩形螺纹杆转速, r/min; d_1 为滚筒绳槽螺距, m; d_2 为双向矩形螺纹杆螺距, m。

要保证点 A 与点 A' 同步水平移动, 必须满足

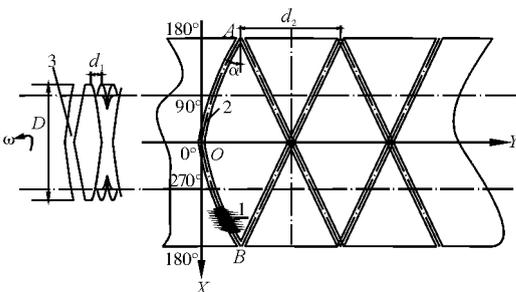
$$y_1 = y_2 \quad (3)$$

将式(1)及式(2)带入式(3)可得

$$n_1 d_1 = n_2 d_2 \quad (4)$$

2.2 滑块换向曲线的分析及参数确定

为使滑块在换向槽处能平稳过渡, 将双向矩形螺纹杆两端换向槽设计成一抛物线型, 以抛物线的对称中心线作为滑块两端换向曲线的理论中心线, 如图4所示。



1. 滑块 Sliding block; 2. 抛物线 Parabolic curve; 3. 换向槽 Reverse groove.

图4 双向矩形螺纹杆展开示意图

Fig. 4 Expansion diagram of two-way rectangular screw

图4中, 令抛物线顶点为坐标系原点 $O(0,0)$, 以抛物线对称中心线为 Y 轴, 建立如图所示坐标系, 则该抛物线的函数方程可表示为

$$y = bx^2 \quad (5)$$

设双向矩形螺纹杆以角速度 ω 匀速转动, 螺纹杆直径为 D , 螺纹杆螺旋角为 α , 则滑块在时间 t 内沿 X 方向上的位移 x 可表示为 $x = \omega \times \pi \times D \times t$, 令 $k = \omega \times \pi \times D$, 则 $x = kt$, 即可得滑块沿 Y 轴方向线速度为

$$\frac{dy}{dt} = y' = 2bk^2 t \quad (6)$$

滑块沿 Y 轴方向的加速度为

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = y'' = 2bk^2 \quad (7)$$

由式(6)可以看出滑块在换向曲线段速度是均匀线性变化的, 而加速度为常量, 满足滑块换向时平稳过渡的要求, 因此选择抛物线型换向曲线比较合理。

式(5)中的 b 值可通过以下推导求得点 A 坐标 $(-\frac{\pi D}{2}, \frac{\pi D \tan \alpha}{2})$

将点 A 的坐标带入式(5), 可求得

$$b = \frac{2 \tan \alpha}{\pi D} \quad (8)$$

将式(8)带入式(5)可得换向曲线的方程为

$$y = \frac{2 \tan \alpha}{\pi D} x^2 \quad (9)$$

将式(8)分别带入式(6)和式(7)可知, 滑块在换向曲线段运行时, 沿 Y 轴方向的线速度 $y' = 4\omega^2 \pi D \tan \alpha t$, 沿 Y 轴方向的加速度 $y'' = 4\omega^2 \pi D \tan \alpha$ 。

2.3 导向拨叉的设计与参数确定

导向拨叉包括圆柱连接头和月牙型滑块组成, 如图5所示, 滑块位于双向矩形螺纹槽内。滑块月牙型端面与螺纹槽构成摩擦副, 当滑块在螺纹槽内运行时, 滑块应满足强度高、耐磨、平稳和转向灵活等要求, 材质选用青铜, 保证滑块的强度和耐磨性。在结构设计上应满足以下几点要求: 一是与换向槽尺寸匹配; 二是与矩形螺纹槽底的接触为弧面接触; 三是滑块在进出换向曲线时, 换向曲线导向段应大于滑块长度 K , 在此, 将滑块长度 K 设计成双向螺纹杆螺距的 1.5 倍。

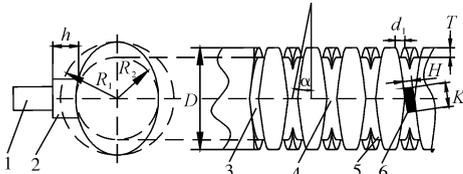
图5中所示, 为避免导向拨叉与双向螺纹槽表面产生摩擦, 导向拨叉的导向部高度 h 应大于螺纹槽深度 T , 宽度 H 应小于螺纹槽宽度 d_1 。滑块月牙

形端面与矩形螺纹槽的接触弧面为椭圆的一部分,其椭圆的具体参数可由公式推导得出

$$R_2 = \frac{D}{2} - T \quad (10)$$

$$R_1 = \frac{D - 2T}{2\cos\alpha} \quad (11)$$

式中 R_1 为椭圆长半轴, mm; R_2 为椭圆短半轴, mm; D 为螺纹杆直径, mm; T 为螺纹螺深度, mm; α 为螺旋角, ($^\circ$)。



1. 圆柱接头 Cylindrical connector; 2. 月牙型滑块 Crescent sliding block; 3. 换向槽 Reverse groove; 4. 双向矩形螺纹牙公共区域 Two-way rectangular screw public area; 5. 螺牙 Screw type; 6. 月牙型滑块 Crescent sliding block.

图 5 滑块在螺纹槽中的运动简图

Fig. 5 Block movement in the thread groove

3 排绳轮的力学分析

滚筒转动过程中, 钢丝绳在排绳轮的强制作用下往复绕卷, 如图 6 所示, 当钢丝绳由点 B 往 A 运动, 即钢丝绳由滚筒中心往滚筒侧壁绕卷, 钢丝绳拉力 F 沿垂直于滚筒轴向的分力 F_3 用于牵引载物滑车运行, 分力 F_2 被滚筒处前一圈钢丝绳对后一圈钢丝绳所产生的侧推力 F_3 平衡, 此时排绳轮不受外力作用, 排绳轮匀速移动。当钢丝绳由点 C 往 B 运动, 即钢丝绳从滚筒侧壁往中心绕卷, 钢丝绳前一圈钢丝绳对后一圈钢丝绳所产生的推力为零, 此时钢

丝绳拉力 F 沿滚筒轴向的分力 F_2' 只能依靠排绳轮对钢丝绳的反作用力 F_4 来平衡, 排绳轮的推力 F_4 可由以下公式推导得出

$$F_4 = F_2' \quad (12)$$

$$F_2' = F \sin\theta \quad (13)$$

将式(12)带入式(11)得

$$F_4 = F \sin\theta \quad (14)$$

式中 θ 为钢丝绳与滚筒中心线偏角 ($^\circ$)。由式(14)可得出, 排绳轮的作用力与钢丝绳的轴向拉力及钢丝绳与滚筒中心偏角成正比例关系。

4 性能测试与结果分析

4.1 试验条件

试验场地位于华南农业大学工程学院国家柑橘体系机械研究室试验园。驱动装置位于下方, 运输机轨道行程为 16.5 m, 轨道坡度为 11.5° , 载物滑车质量为 84.2 kg; 试验钢丝绳: 旧绳, 型号 $6 \times 19S + FC$, 直径 7.7 mm; 电机在频率设为 50 Hz 时, 载物滑车的平均运行速度为 0.58 m/s; 牵引阻力以运载桶装水运行。

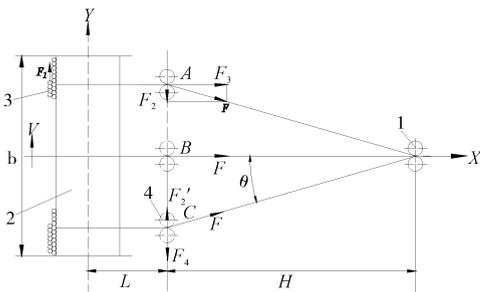
4.2 测试项目与方法

试验主要是通过比较原驱动装置在排绳装置安装前后的排绳性能、功耗增减和振动噪音变化情况, 从而综合评判该排绳装置的性能。

1) 排绳性能对比试验。排绳装置的钢丝绳充满系数 K , 是衡量排绳装置排绳性能的主要指标, 其计算公式为^[18]

$$K = \frac{\sqrt{d^2 + \frac{4d_k^2 l}{\pi B}} - d}{D - d - 2H} \quad (15)$$

式中 d 为滚筒内径, mm; D 为滚筒外径, mm; d_k 为钢丝绳直径, mm; l 为钢丝绳已卷入滚筒的长度, mm; b 为滚筒内侧宽度, mm; H 为钢丝绳最高点至滚筒外径边缘的距离, mm。



1. 钢丝绳约束轮 Wire rope constraint wheel; 2. 滚筒 Roller; 3. 钢丝绳 Wire rope; 4. 排绳轮 Ranging wheel.

图 6 钢丝绳进出排绳轮受力示意图

Fig. 6 Force diagram of steel wire rope in and out of ranging rope wheel

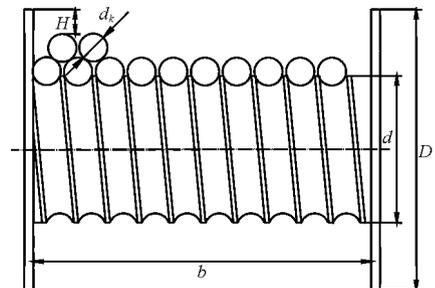


图 7 钢丝绳绕卷示意图

Fig. 7 Winding diagram of steel wire rope

图 7 为钢丝绳与滚筒绕卷的示意图,从式(15)及图 7 可以看出,钢丝绳充满系数随 H 值的变化而变化,故通过测试相应 H 值,带入式(15)即可算出 K 值。已知滚筒内径 175 mm,滚筒外径 260 mm,钢丝绳直径 7.7 mm,卷入卷筒内的钢丝绳长 175 m,滚筒内侧宽度 350 mm。

试验方法:针对原驱动装置有排绳装置和无排绳装置,电机频率设为 50 Hz 时分别进行 10 次钢丝绳绕卷试验。因轨道长度有限,每次试验卷入滚筒的钢丝绳为 16 m,载物滑车无载重,每次试验完测试钢丝绳最高点至滚筒外径边缘的距离 H 值,取 5 次试验的平均值带入式(15)中,求得 K 的平均值。

2)能耗对比试验。试验仪器:变频器(台达,VFD-M 系列,2.2 kW),三相四线有功电能表。

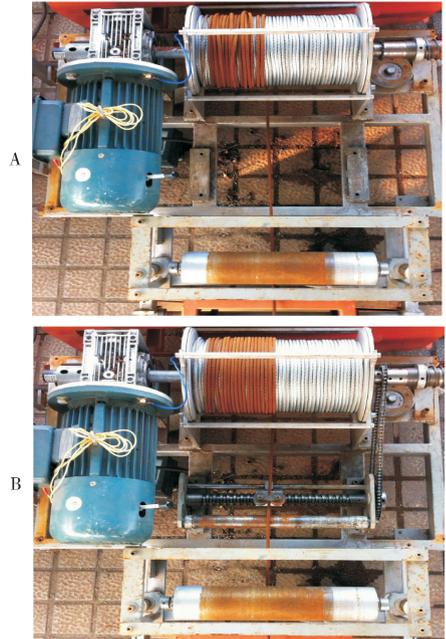
试验方法:试验分别在驱动装置有排绳装置和无排绳装置 2 种条件下进行,载物滑车装载质量 50 kg,单程运输距离 16 m,变频器频率依次设为 10、20、30、40、50 Hz,载物滑车在每种频率来回运输 30 次,记录有功电能表的示数。

3)振动噪音对比试验。试验仪器:VICTOR 824A 数字噪音计,测试范围 30~130 dB,精确度 ± 1.5 dB,频率响应 31.5 Hz~8.5 kHz。

试验方法:试验分别在驱动装置有排绳装置和无排绳装置 2 种条件下进行(图 8)。数字噪音计置于距地面高 0.5 m 平面内,以驱动装置中心为原点,朝东、南、西和北每隔 0.2 m 各设置 1 个测试点。运输机分别在 10~50 Hz 5 种不同频率及装载质量 50 kg 下运行,每次噪音数据均在载物滑车处于平稳运行状态时记录,同一条件试验测试 5 组,每组测试时间为 5 s,取 5 次试验的平均值作为该点的振动噪音值。

4.3 测试结果与评价

1)排绳性能对比。滚筒内钢丝绳总长 175 m,分 4 层绕卷。因所建轨道长度有限,故只能观察第 4 层钢丝绳(16 m)的排绳效果,试验过程选取一组典型排绳进行性能对比(图 9)。



A. 无排绳装置 Without ranging device; B. 有排绳装置 With ranging device.

图 9 排绳效果试验

Fig. 9 Rope ranging effect test

从图 9 可以看出, A 图中原有驱动装置无加装排绳装置,表层钢丝绳在滚筒的左端有几处乱序和堆积; B 图中原有驱动装置加装排绳装置,表层钢丝绳绕卷紧凑,排布均匀。试验结果表明:绕卷 16 m 钢丝绳,有排绳装置钢丝绳最高点至滚筒外径边缘的平均距离为 23.86 mm,钢丝绳充满系数 K 为 1.41;无排绳装置平均距离为 9.83 mm,钢丝绳充满系数 K 为 1.15。有排绳装置比较无排绳装置,其钢丝绳充满系数平均增加了 22.6%。

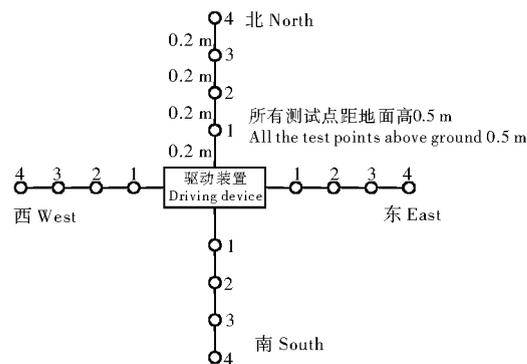


图 8 噪音测试点位置示意图

Fig. 8 Schematic diagram of noise test point position

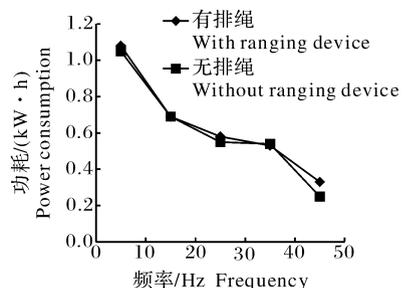


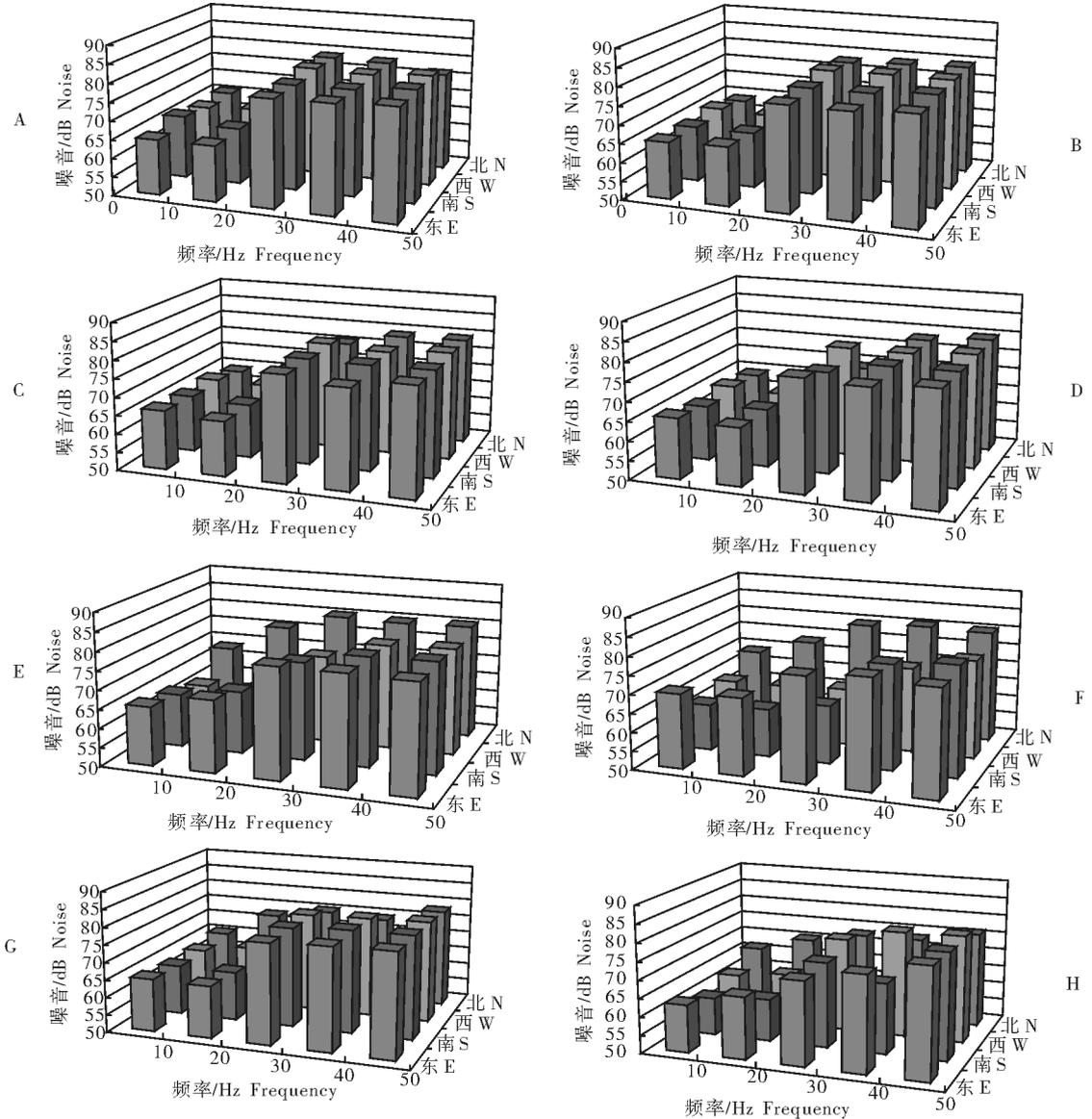
图 10 功耗对比试验

Fig. 10 Power consumption comparison test

2) 功耗对比。功耗对比试验结果如图 10 所示。由图 10 可知,运输机随电动机频率的增加,功耗逐渐减少。对比原驱动装置在加装排绳装置前后发现,驱动装置的整体功耗基本一致,加装排绳装置后,功耗平均增加 $0.026 \text{ kW} \cdot \text{h}$ 。

3) 振动噪音对比。驱动装置在不同试验因素下,其振动噪音的变化情况如图 11 所示。

由图 11 可知,同样载重条件下,驱动装置随电动机频率的增加,振动噪音也逐渐增加;驱动装置的整体振动噪音在加装排绳装置后平均降低了 0.75% ,说明加装排绳装置对原驱动装置有降低振动噪音的效用。通过观察发现,产生此效用的原因是由于钢丝绳有序排列,钢丝绳之间的接触摩擦噪音减少。



A. 无排绳装置,测试点距中心 0.2 m。Without ranging device, test points to the center 0.2 m; B. 有排绳装置,测试点距中心 0.2 m。With ranging device, test points to the center 0.2 m; C. 无排绳装置,测试点距中心 0.4 m。Without ranging device, test points to the center 0.4 m; D. 有排绳装置,测试点距中心 0.4 m。With ranging device, test points to the center 0.4 m; E. 无排绳装置,测试点距中心 0.6 m。Without ranging device, test points to the center 0.6 m; F. 有排绳装置,测试点距中心 0.6 m。With ranging device, test points to the center 0.6 m; G. 无排绳装置,测试点距中心 0.8 m。Without ranging device, test points to the center 0.8 m; H. 有排绳装置,测试点距中心 0.8 m。With ranging device, test points to the center 0.8 m.

图 11 不同试验因素下驱动装置的噪音变化

Fig. 11 Drive noise variations under different test conditions

5 讨论

本试验根据山地果园钢丝绳牵引式双轨运输机的应用特点,设计了一套适用于该机型的钢丝绳排绳装置。该装置可实现钢丝绳长距离、倾斜和多层数有序绕卷。通过对该排绳装置的传动关系、滑块换向曲线、导向拨叉的结构和排绳轮的受力进行分析,确认了相应的结构参数。测试结果表明,在相同试验条件下,绕卷 16 m 钢丝绳,驱动装置在加装排绳装置后钢丝绳的充满系数平均增加了 22.6%,整体功耗平均增加了 0.026 kW·h,振动噪音平均降低了 0.75%。但所设计的地果园牵引式运输机排绳装置尚存在不足之处,如需要大量试验来检测导向拨叉的可靠性和耐磨性。另外,怎样通过试验手段获取导向拨叉与螺纹槽之间的磨损关系等,都还有待进一步研究。

参 考 文 献

- [1] 洪添胜, 苏建, 朱余清, 等. 山地果园链式循环货运索道设计[J]. 农业机械学报, 2011, 42(6): 108-111.
- [2] 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.
- [3] 李震, 卢加纳, 洪添胜, 等. 山地果园钢丝绳牵引货运机超声壁障系统[J]. 农业机械学报, 2011, 42(10): 116-120.
- [4] 洪添胜. 一种钢丝绳牵引式山地果园货运机: 中国, CN202294-798U[P]. 2012-06-20.
- [5] 洪添胜. 一种钢丝绳双向牵引式山地果园货运系统: 中国, CN102730006A[P]. 2012-10-17.
- [6] 洪添胜, 张衍林, 杨洲, 等. 果园机械与设施[M]. 北京: 中国农业出版社, 2012: 103-119.
- [7] 郑冬. 全地面起重机超起卷扬排绳系统设计与仿真[D]. 大连: 大连理工大学图书馆, 2013.
- [8] 秦钢. 绞车滚筒自动排绳器的设计计算与应用[J]. 机械工程师, 2013(5): 197-198.

Design of wire rope ranging device for mountain orchard traction double-track cargo vehicle

OUYANG Yu-ping^{1,2} HONG Tian-sheng^{1,2} SU Jian^{1,2} XU Ning^{1,2}
LI Zhen^{1,2} JIAO Fu-jiang³ 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/Division of Citrus Machinery, China Agriculture Research System, Guangzhou 510642, China;
3. Meizhou Zhensheng Modern Agricultural Equipment Company Ltd., Meizhou 514700, China

Abstract An automatic double spiral wire rope ranging device was designed to resolve the problems of wire rope disorder and extrusion when the mountain orchard traction double-track cargo vehicle was used in the curved track. Based on the analysis of the design requirement, the basic components and the operational principle of this device, the structure parameters of the chain transmission, the slide steering curve, and the guide fork of this wire ranging device was analyzed in this paper. Several synthetic wire rope ranging tests about this device were carried out after analyzing the force of the ranging rope wheel. The experimental results indicated that, in average, the wire rope ranging coefficient of original driving device was increased by 22.6% within the 16 m wire rope after installing the wire rope ranging device. Meanwhile, the power consumption increased by 0.026 kW·h in average and the driving device vibration noise was reduced by 0.75%. This wire rope ranging device has the advantages of ranging wire rope, low power consumption and reducing the driving device vibration noise.

Key words traction double-track cargo vehicle; wire rope ranging device; wire rope