

山地果园轮式运输机自装卸装置的设计与分析

吴伟斌^{1,2} 冯运琳² 朱余清^{1,2} 洪添胜^{1,2} 张建莉^{1,2} 杜俊毅²

1.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; 2.华南农业大学工程学院,广州 510642

摘要 为保护果品和提高运输的效率,研究设计一种适用于山地果园轮式运输机的 L 型拉臂式自装卸装置并进行仿真分析。采用传统图解法对 L 型拉臂进行受力分析,得出在两个运动过程中主要部位的受力通用公式,结合运输机参数得出拉臂在两个运动过程的临界角为 38°。通过 ADAMS 得到拉臂主要部位所受的力与旋转角度之间的关系,得出在 4 种情况下:坡度为-20°及拉臂旋转 0°、坡度为 20°及拉臂旋转 38°、坡度为-20°及拉臂旋转 134°、坡度为-20°及拉臂旋转 38°,拉臂受力较大。通过 ANSYS 得出拉臂的应力范围为 0.070~307.144 MPa,小于钢材 Q345 的抗拉强度 470 MPa。满足在坡度为 15°和载荷为 150 kg 的工况下完成自装卸的设计要求。

关键词 山地果园; 轮式运输机; 自装卸装置; ADAMS; ANSYS

中图分类号 S 237 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2016)04-0113-08

中国是世界第一大水果生产国与消费国,果树资源丰富。果品产业具有较强国际竞争力,市场前景广阔^[1-2]。中国南方水果栽培主要集中在丘陵山地,立地条件差,机械化程度低,常规的作业机械难以进入山地果园,适用的轻简化栽培机械少。山地果园中果树密植,如果人工不能及时采摘,会导致果品“过剩”,同时单纯采用人工卸载的方式,会对果品造成二次的损伤。此外,由于农村劳动力减少、人口老龄化、南方果园多处于山地等原因^[3-6],实现山地果园机械化成为山地果园经济发展的迫切需求。

自装卸装置是能够实现自动装卸货物的搬运机械机构,由拉臂、副车架和拉臂油缸等零部件组成。山地果园轮式运输机自装卸装置的关键部件拉臂采用 L 型钢结构,其下部底端分别与拉臂油缸和副车架横梁铰接相连,上端通过挂钩与货物箱相连。工作时通过拉臂油缸的伸缩带动拉臂沿着支点进行旋转,带动挂钩与货物箱运动,从而完成整个装卸过程。目前,作为运输设备的自装卸装置体积大,且多用于平整路面,不适用于山地地形。国内外学者对自装卸装置的研究主要集中在举升力、拉臂旋转角、力学模型等方面。如通过 ADAMS 和 ANSYS 进行

联合仿真,分析拉臂所受举升力与拉臂旋转角度之间的关系^[7-9];对起重机的臂架结构利用 APDL 进行参数化设计,然后进行 Hyper work 优化分析,并通过 ANSYS 模拟结果,得出臂架最优截面形式^[10-14];建立起重机构的力学模型,得出该类型运输机保持侧向稳定性的条件,并对起重臂进行优化设计,归纳出起重吊臂优化设计流程,为侧装式自装卸运输机的研制提供了理论依据^[15-17]。但对于自装卸装置在山地爬坡条件下的应用研究较少。虽然自装卸装置在民用领域得到了广泛的应用^[18-25],但其装配的运输机往往体积较大,如常用顺装式运输机和侧装式运输机的货物箱载荷普遍在 2 t 以上,其适用路况也多为地势平坦的水泥路面,不适用于山地果园。因此,本研究设计一种适用于山地果园轮式运输机的 L 型拉臂式自装卸装置并进行分析,使运输机满足在果园中装载和卸载的需求。

1 设计思路

按照装卸方式,自装卸装置可分为顺装式和侧装式。在山地果园中行株距通常不超过 3 m×4 m,由于采用侧装式,需要较宽地面进行自装卸,因此,

收稿日期: 2015-11-01
基金项目: 公益性行业(农业)科研专项(201203016, 201403036); 广东省科技计划项目(2014A070713032); 惠州市产学研结合项目(2013B050013015)
吴伟斌,博士,教授,研究方向:山地果园运输机、机电一体化应用. E-mail: wuweibin@scau.edu.cn
通信作者: 洪添胜,博士,教授,研究方向: 农业工程、机电一体化和信息技术应用. E-mail: tshong@scau.edu.cn

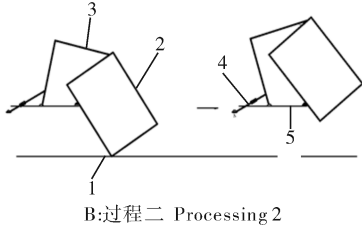
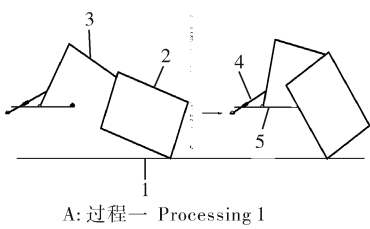
采用可以在较窄地面自装卸的顺装式。另一方面,根据构造方式,自装卸装置可分为全吊装式、半吊半拖动式和全拖动式。全吊装式需要相应的支撑装置,不适应有坡度的路面;全拖动式将货物箱举升到一定角度实现卸载过程,不能实现完全自装卸。因此,选择半吊半拖动式。常见的半吊半拖动式自装卸设备按照 L 型架不同的装配方式分为 3 种,即拉臂式、伸缩臂整体滑动式和折臂式。伸缩整体滑动式针对于长度较长的货物箱,折臂式装卸机构较复杂,且载荷通常超过 6 t。因此,选择拉臂式。

设计目标为:在山地果园最大爬坡度为 15°、最大载荷为 150 kg 的工况下,完成自装卸过程。自主研发的山地果园轻简化轮式运输机如图 1 所示。前轮距为 900 mm,后轮距为 950 mm,轴距为 1 530 mm。



图 1 山地果园轻简化轮式运输机实物图

Fig.1 Graph of the hilly orchard transporter with wheels



1.地面 Ground; 2.货物箱 Cargo box; 3.L 型拉臂 L-type pull arm; 4.液压杆 Hydraulic rod; 5.车架 Frame.

图 3 过程一和过程二示意图

Fig.3 Graph of processing 1 and processing 2

为 y 轴,假设在货物箱上受到的力 F_{cx} 和 F_{cy} 的方向分别为 x 轴正方向和 y 轴正方向。

2.1 过程一分析

在上坡时装载,此过程货物箱受力如图 4 所示。图 4A 中, F_{kx} 为箱体后轮与地面间的摩擦力; F_{ky} 为地面对箱体法向力; F_{cx} 为拉臂钩对箱体作用力沿 x 轴方向的分量; F_{cy} 为拉臂钩对箱体作用力沿 y 轴方向的分量; S 为油缸长度; F_b 为油缸对拉臂作用力; u_1 为箱体与地面间摩擦系数; G 为箱体重力; r 为坡度; θ 为地面接触点与拉臂作用点的连线与山地垂直线的夹角; H_k 为坐标原点 O 距地面高度; α_1

2 图解法分析

自装卸装置尺寸为:拉臂钩高 900 mm,拉臂钩与旋转点水平距离为 1 200 mm,旋转点与导轨之间距离为 300 mm,拉臂与前座间隙为 200 mm,旋转点与地面距离为 600 mm。模型如图 2 所示。

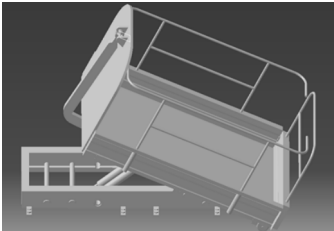


图 2 自装卸装置模型图

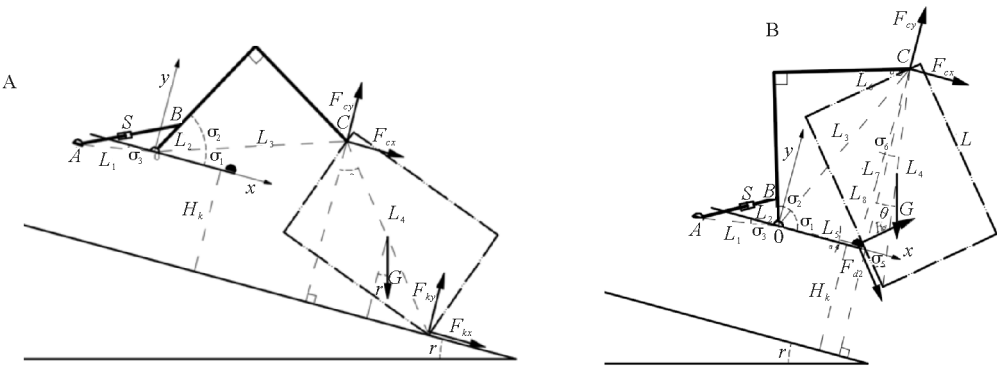
Fig.2 The model of self-loading device

采用图解法确定拉臂每个运动状态的受力情况,得出受力方程。拉臂在装卸时都有两个运动过程,第一个是货物箱轮与地面接触的过程;第二个是货物箱与副车架接触的过程,如图 3 所示。

分上坡和下坡 2 个阶段分别对装载和卸载进行受力分析,坡度为 r , 共有 4 种情况,每种情况都有 2 个过程。以拉臂的旋转点 O 为坐标原点,以副车架平面为 x 轴,通过原点 O 且与副车架平面垂直线

为拉臂钩点 C 至坐标原点 O 的连线与副车架间的夹角; α_2 为拉臂钩点 C 至坐标原点 O 的连线与拉臂之间的角度。

图 4B 中, α_3 为旋转点 O 与油缸支撑点 A 连线与副车架之间的角度; L_1 为旋转点 O 到油缸支撑点 A 之间的距离; L_2 为旋转点 O 到油缸支撑点 B 之间的距离; L_3 为拉臂钩点 C 至坐标原点 O 的距离; L_4 为拉臂钩点 C 与箱体顶端滑轮之间距离; u_2 为导向轮与箱体之间的摩擦系数; F_{d1} 为导向轮对箱体所施加的力; F_{d2} 为导向轮与箱体之间的摩擦力; L_5 为导向轮 D 到坐标原点 O 的距离; L_6 为拉臂钩到箱



A:过程一 Processing 1; B:过程二 Processing 2.

图 4 上坡装卸受力图

Fig.4 Chart of stress analysis on handling and uphill condition

体底部的距离; L_7 为拉臂钩点 C 到导向轮 D 的距离; L_8 为箱体前端面与导向轮支点 D 之间的距离; α_4 为导向轮 D 与坐标原点 O 连线与车架的夹角; α_5 为拉臂钩点 C 与箱体顶端滑轮连线与货物箱底面之间的夹角; α_6 为拉臂钩点 C 和导向轮点 D 连线与地面垂直方向的夹角。

同理,分别进行上坡时卸载、下坡时装载、下坡时卸载的过程一分析,可得出力的关系,如下所示。

$$F_{ky} = \begin{cases} \frac{G(\cos\gamma\sin\theta - \sin\gamma\cos\theta)}{2(\sin\theta + \mu_1\cos\theta)} & \text{上坡装载} \\ \frac{G(\cos\gamma\sin\theta - \sin\gamma\cos\theta)}{2(\sin\theta - \mu_1\cos\theta)} & \text{上坡卸载} \\ \frac{G(\cos\gamma\sin\theta + \sin\gamma\cos\theta)}{2(\sin\theta + \mu_1\cos\theta)} & \text{下坡装载} \\ \frac{G(\cos\gamma\sin\theta + \sin\gamma\cos\theta)}{2(\sin\theta - \mu_1\cos\theta)} & \text{下坡卸载} \end{cases} \quad (1)$$

$$F_{cx} = \begin{cases} -G\sin\gamma - \mu_1 F_{ky} & \text{上坡装载} \\ -G\sin\gamma + \mu_1 F_{ky} & \text{上坡卸载} \\ G\sin\gamma - \mu_1 F_{ky} & \text{下坡装载} \\ G\sin\gamma + \mu_1 F_{ky} & \text{下坡卸载} \end{cases} \quad (2)$$

$$F_b = \begin{cases} \frac{L_3(F_{cy}'\cos\alpha_1 - F_{cx}'\sin\alpha_1)}{L_1L_2\sin(\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_3)} S & \text{装载} \\ \frac{L_3(F_{cx}'\cos\alpha_1 - F_{cy}'\sin\alpha_1)}{L_1L_2\sin(\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_3)} S & \text{卸载} \end{cases} \quad (3)$$

2.2 过程二分析

装载、下坡卸载过程二的分析,可得出每个力的关系,其关系如下所示。

$$F_{d1} = \begin{cases} \frac{L_4G(\cos\gamma\sin\theta - \sin\gamma\cos\theta)}{2(L_8 + \mu_2L_6)} & \text{上坡装载} \\ \frac{L_4G(\cos\gamma\sin\theta - \sin\gamma\cos\theta)}{2(L_8 - \mu_2L_6)} & \text{上坡卸载} \\ \frac{L_4G(\cos\gamma\sin\theta + \sin\gamma\cos\theta)}{2(L_8 + \mu_2L_6)} & \text{下坡装载} \\ \frac{L_4G(\cos\gamma\sin\theta + \sin\gamma\cos\theta)}{2(L_8 - \mu_2L_6)} & \text{下坡卸载} \end{cases} \quad (4)$$

$$F_{cx} = \begin{cases} -G\sin\gamma - F_{d1}\cos(\alpha_5 + \theta) - \mu_2F_{d1}\sin(\alpha_5 + \theta) & \text{上坡装载} \\ -G\sin\gamma - F_{d1}\cos(\alpha_5 + \theta) + \mu_2F_{d1}\sin(\alpha_5 + \theta) & \text{上坡卸载} \\ G\sin\gamma - F_{d1}\cos(\alpha_5 + \theta) - \mu_2F_{d1}\sin(\alpha_5 + \theta) & \text{下坡装载} \\ G\sin\gamma - F_{d1}\cos(\alpha_5 + \theta) + \mu_2F_{d1}\sin(\alpha_5 + \theta) & \text{下坡卸载} \end{cases} \quad (5)$$

$$F_{cy} = \begin{cases} G \cos \gamma - F_{d1} \sin(\alpha_5 + \theta) + \mu_2 F_{d1} \cos(\alpha_5 + \theta) & \text{上坡装载} \\ -G \sin \gamma - F_{d1} \cos(\alpha_5 + \theta) - \mu_2 F_{d1} \sin(\alpha_5 + \theta) & \text{上坡卸载} \\ G \cos \gamma - F_{d1} \sin(\alpha_5 + \theta) + \mu_2 F_{d1} \cos(\alpha_5 + \theta) & \text{下坡装载} \\ -G \sin \gamma - F_{d1} \cos(\alpha_5 + \theta) - \mu_2 F_{d1} \sin(\alpha_5 + \theta) & \text{下坡卸载} \end{cases} \quad (6)$$

$$F_b = \begin{cases} \frac{L_3(F_{cy}' \cos \alpha_1 - F_{cx}' \sin \alpha_1)}{L_1 L_2 \sin(\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_3)} S & \text{装载} \\ \frac{L_3(F_{cx}' \sin \alpha_1 - F_{cy}' \cos \alpha_1)}{L_1 L_2 \sin(\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_3)} S & \text{卸载} \end{cases} \quad (7)$$

2.3 过程一和过程二临界角的确定

分析图 4B, 当过程一和过程二达到临界状态时, 即货物箱即将离地时的关系式为:

$$L_4 \cos \theta = L_3 \sin \alpha_1 + H_k \quad (8)$$

结合本研究对象山地果园轮式运输机参数, 得出两个过程中拉臂与副车架的临界角为:

$$180^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2) = 38^\circ \quad (9)$$

3 拉臂在 ADAMS 中的仿真分析

由于零部件及参数较多, 采用图解法很难算出每个零部件所受力的精确值, 而通过 ADAMS 可以得到主要零部件在运动过程中所受力的精确值。因此, 将货物箱的运动分为两个过程, 在 ADAMS 中进行仿真分析。过程一: 货物箱在副车架上滑动, 到接触地面之前; 过程二: 货物箱刚开始接触地面到货物箱停止运动。

3.1 运动过程一的仿真

分别在拉臂与副车架连接点、油缸连接点、货物箱连接点处建立坐标系, 此时拉臂与副车架连接点 y 轴方向为垂直于拉臂横截面指向拉臂与油缸连接点, z 轴方向为垂直于拉臂纵切面指向拉臂钩方向。拉臂与油缸连接点、货物箱连接点处的坐标系与上述坐标系方向一致。在运动过程中, 三点坐标系与拉臂相对位置保持不变。因此, 力在 y 轴上的投影分别表示拉臂与副车架连接处受到的拉压力、与油缸连接处受到的拉压力、与货物箱连接处受到的剪切力; 力在 z 轴上的投影分别表示拉臂与副车架连接处受到的剪切力、与油缸连接处受到的剪切力、与货物箱连接处受到的拉压力。根据运动分析可知, x 轴在理论上没有受到力的作用, 因此, 只需得出力在 y 、 z 轴的大小即可。设置驱动函数为力与时间相关的 $1 * \text{time}$ 函数。在进行分析时, 正方向为自装卸整车上坡方向, 负方向为自装卸整天下坡方向。定义横坐标为拉臂旋转角度, 初始状态时角度为 0° ,

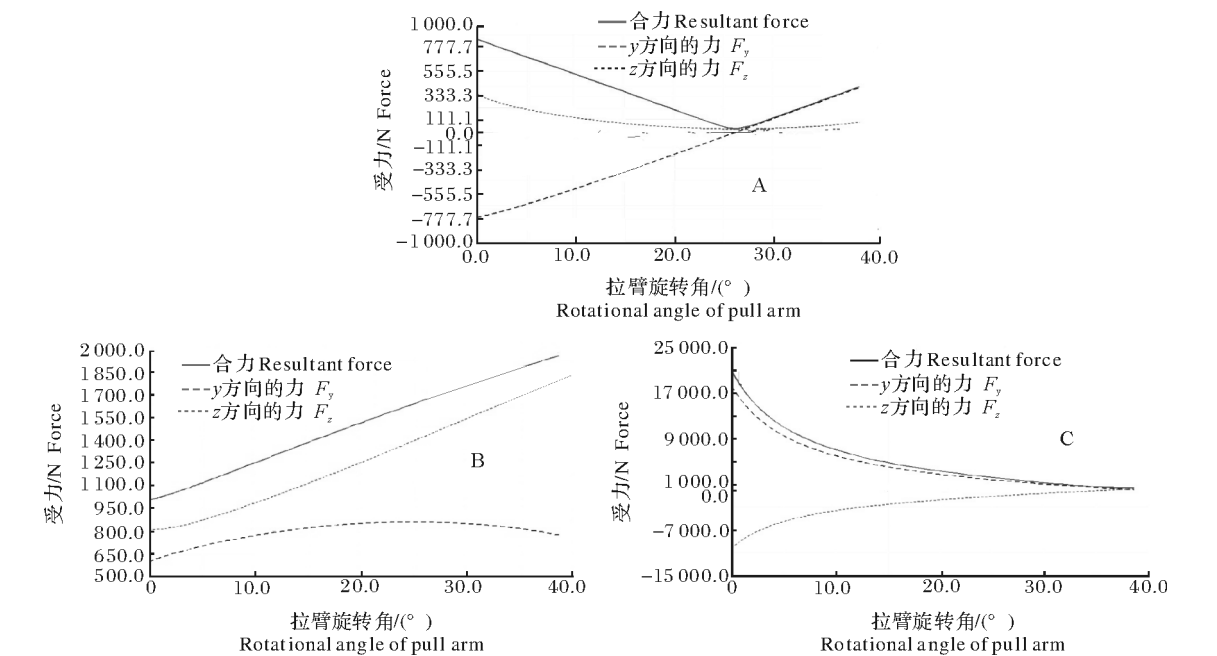
纵坐标为力的大小, 即可得出力在 y 、 z 轴所受力及合力大小与拉臂旋转角度之间关系, 斜坡角度范围为 $-20^\circ \sim 20^\circ$ 。

如图 5 所示, 拉臂在与副车架连接处所受拉压力随坡度减小逐渐增大, 切向力随坡度减小先正向减小后反向增加。当坡度为 -20° , 在拉臂旋转角度为 0° 处, 得出最大拉压力 16.76 kN , 最大剪切力 -9.07 kN , 最大合力 19.09 kN 。拉臂在与货物箱连接处所受拉压力、剪切力和合力随着坡度减少逐渐递减, 当坡度为 20° , 在拉臂旋转角度为 38° 处, 得出最大拉压力 1.79 kN , 最大剪切力 0.78 kN , 最大合力为 1.96 kN 。拉臂和油缸连接处所受拉压力与合力在随着斜坡角度减小而逐渐增加, 其剪切力随着斜坡角度减小先正向减小后负向增加, 在 -20° 时得到最大值。因此, 在坡度为 -20° , 在拉臂旋转角度为 0° 处, 得出最大拉压力 17.53 kN , 最大剪切力 -9.90 kN , 最大合力 20.16 kN 。

3.2 运动过程二的仿真

过程二与过程一运动过程相似, 此过程所建立的坐标系与过程一坐标系的建立一致, 添加货物箱与地面的移动, 在液压缸的驱动下, 货物箱在地面上滑动, 直到货物箱完全静止于地面。

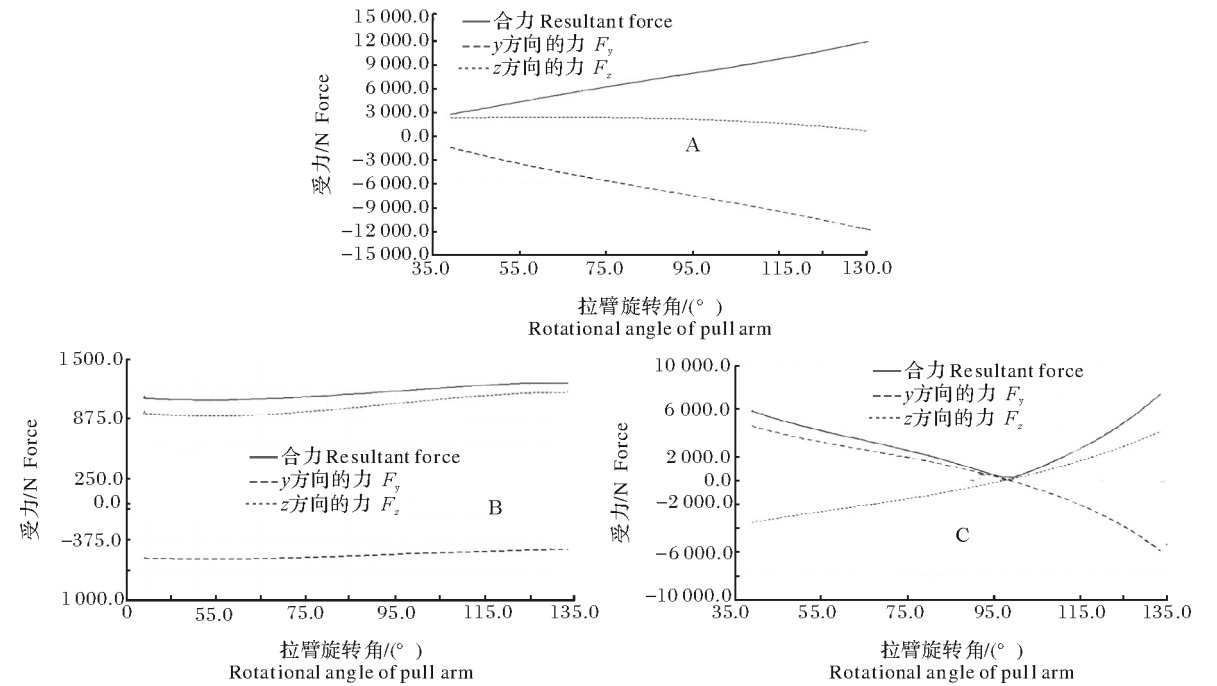
如图 6 所示, 拉臂和副车架连接处所受拉压力和合力随着斜坡角度减小而逐渐减小, 剪切力随着斜坡角度减小而逐渐增加。在坡度为 -20° 时, 在拉臂旋转角度为 134° 处得到最大值, 得出拉压力 -6.43 kN , 剪切力 5.73 kN , 最大合力 8.62 kN 。拉臂和货物箱连接处在斜坡角度为 -20° 时, 在拉臂旋转角度为 38° 时所受剪切力最大, 此时拉压力为 0.92 kN , 最大剪切力为 -0.56 kN , 合力为 1.08 kN 。拉臂和油缸连接处在斜坡坡度为 -20° 时, 拉臂旋转角度为 134° 时剪切力最大, 此时拉压力为 -5.96 kN , 剪切力为 4.10 kN , 合力为 7.25 kN 。



A:拉臂与副车架连接处所受外力图 Stress analysis chart of junction between pull arm and subframe; B:拉臂与货物箱连接处所受外力图 Stress analysis chart of junction between pull arm and cargo box; C:拉臂与油缸连接处所受外力图 Stress analysis chart of junction between pull arm and cylinder.

图 5 过程一拉臂与副车架(A)、货物箱(B)、油缸(C)连接处所受外力图

Fig.5 Stress analysis chart of processing 1 of junction between pull arm and subframe(A), cargo box(B), cylinder(C)



A:拉臂与副车架连接处所受外力图 Stress analysis chart of junction between pull arm and subframe; B:拉臂与货物箱连接处所受外力图 Stress analysis chart of junction between pull arm and cargo box; C:拉臂与油缸连接处所受外力图 Stress analysis chart of junction between pull arm and cylinder.

图 6 过程二拉臂与副车架(A)、货物箱(B)、油缸(C)连接处所受外力图

Fig.6 Stress analysis chart of processing 2 of junction between pull arm and subframe(A), cargo box(B), cylinder(C)

3.3 数据分析

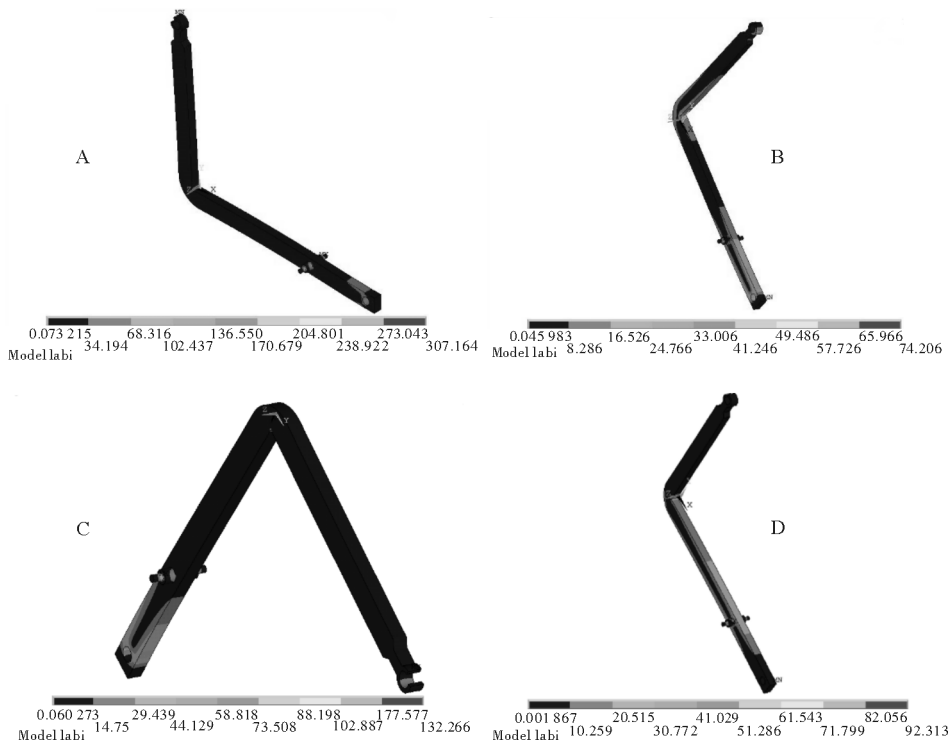
在改变斜坡坡度的情况下,通过对拉臂主要受力处过程一和过程二受力情况进行分析,可以得出主要受力点受到极限时所对应的斜坡坡度和拉臂旋转角度。在过程一中,当斜坡坡度为 -20° ,拉臂旋转角度为 0° 时,拉臂与副车架连接处和拉臂与货物箱连接处所受拉压力和剪切力最大;当斜坡坡度为 20° ,拉臂旋转角度为 38° 时,拉臂与货物箱连接处所受拉压力和剪切力最大。在过程二中,当斜坡坡度为 -20° ,拉臂旋转角度为 134° 时,拉臂与副车架连接处和拉臂与货物箱连接处所受拉压力和剪切力为最大;当斜坡坡度为 -20° ,拉臂旋转角度为 38°

时,拉臂与货物箱连接处所受拉压力和剪切力最大。受最大拉压力和剪切力大于过程二相关部位所受最大拉压力和剪切力。但在进行局部应力分析时,必须考虑拉臂自身重力及所处位置的影响,数据如表 1 所示,4 个位置均为危险工况。

分析数据,拉臂几个主要受力部位所受的力不会在同一工况下达到最大值,但出现危险工况时,拉臂不是位于极限角度就是位于临界角度。位于临界角度时,其他受力处所受力远小于极限角度时受力,因此,认为设计符合要求。优于图解法的是,ADAMS 在仿真的过程中较好的考虑了摩擦力和惯性力的影响。因此,其参数更接近真实值。

表 1 拉臂主要受力情况
Table 1 Result of forces of pull arm

斜坡 坡度 $\gamma/(^{\circ})$ Slope	拉臂旋转 角度 $\alpha/(^{\circ})$ Rotation angle	拉臂与车架连接处 Junction with subframe		拉臂与货物连接处 Junction with cargo box		拉臂与油缸连接处 Junction with cylinder	
		F_L/kN	F_Q/kN	F_L/kN	F_Q/kN	F_L/kN	F_Q/kN
-20	0	16.76	-9.07	0.34	-0.77	17.35	-9.90
20	38	-3.36	2.28	1.97	0.78	-4.13	0.003
-20	134	-6.43	5.73	1.14	-0.47	-5.69	4.10
-20	38	4.00	-2.17	0.92	-0.56	4.55	-3.61



A:斜坡坡度 -20° 旋转角度 0° 时拉臂受力图 Stress analysis chart of pull arm by slope angle of -20° and rotation angle of 0° ; B:斜坡坡度 20° 旋转角度 38° 时拉臂受力图 Stress analysis chart of pull arm by slope angle of 20° and rotation angle of 38° ; C:斜坡坡度 -20° 旋转角度 134° 时拉臂受力图 Stress analysis chart of pull arm by slope angle of -20° and rotation angle of 134° ; D:斜坡坡度 -20° 旋转角度 38° 时拉臂受力图 Stress analysis chart of pull arm by slope angle of -20° and rotation angle of 38° .

图 7 拉臂在 4 种情况下的受力图

Fig.7 Stress analysis chart of four conditions

4 拉臂在 ANSYS 中的仿真分析

ANSYS 模型中,将约束添加到拉臂与副车架连接处,约束 3 个方向 x 、 y 、 z 的移动自由度,分别在拉臂与举升油缸连接处,拉臂与货物箱连接处添加载荷,其中拉臂与油缸有 2 个连接处,因此,每个连接处力各为总受力的一半。选择材料为 Q345 钢,密度为 7.85 g/cm^3 ,弹性模量为 $2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$,泊松比为 0.3,抗拉强度为 $470 \sim 630 \text{ MPa}$,屈服值 345 MPa 。

通过 ANSYS 进行静力学分析,可以得出斜坡坡度 -20° 旋转角度 0° 、斜坡坡度 20° 旋转角度 38° 、斜坡坡度 -20° 旋转角度 134° 、斜坡坡度 -20° 旋转角度 38° 时的应力图(图 7)。

分析上述各图,拉臂所受应力分布比较均匀,在拉臂拐弯处及拉臂与油缸连接处应力较大。当拉臂旋转角度为 38° 坡度为 -20° 时,拉臂所受平均应力最大。当拉臂旋转角度为 0° 坡度为 -20° 时,拉臂所受最大应力最大,此位置为最危险工况。在此位置时,拉臂绝大部分区域受到应力大小范围为 $0.070 \sim 68.316 \text{ MPa}$ 之间,拉臂拐弯处及拉臂与油缸连接处下部分受到应力较大,范围为 $68.316 \sim 307.144 \text{ MPa}$ 之间,拉臂拐弯处有最大应力 307.144 MPa ,小于材料 Q345 的最小抗拉强度 470 MPa ,因此,认为满足设计要求。

5 讨 论

为了保护果品和提高运输效率,通过上述设计及仿真,得到一种自装卸装置,应用于南方山地果园轮式运输机,使其满足在最大坡度为 15° 的山地,载荷 150 kg 果品的作业需求。采用图解法对自装卸装置进行初步受力分析,得出自装卸机构在 2 个运动过程主要受力部位的受力通用公式,得出拉臂 2 个运动过程临界角为 38° 。通过 ADAMS 进行仿真分析,得出在 4 种情况下:坡度为 -20° 及拉臂旋转角度为 0° 、坡度为 20° 及拉臂旋转角度为 38° 、坡度为 -20° 及拉臂旋转角度为 134° 时、坡度为 -20° 及拉臂旋转角度为 38° ,拉臂受力较大,属于危险工况,但几个主要受力部位所受的力不会在同一工况下达到最大值。因此,认为符合设计要求。通过 ANSYS 进行有限元分析,拉臂绝大部分的应力在 $0.070 \sim 68.316 \text{ MPa}$ 之间。拉臂拐弯处及拉臂与油缸连接处下部分受到应力较大,范围为 $68.316 \sim$

307.144 MPa 。拉臂拐弯处有最大应力 307.144 MPa ,小于钢材 Q345 的最小抗拉强度 470 MPa 。

参 考 文 献

- [1] 吴伟斌,赵奔,朱余清,等.丘陵山地果园运输机的研究进展[J].华中农业大学学报,2013,32(4):135-142.
- [2] 李新广,杨绍荣.山地果园机械的现状与展望[J].湖北农机化,2012(3):20-21.
- [3] 马骥,胡锐清,罗诗,等.东莞山地果园机械化现状与发展思路[J].广东农业科学,2014(5):15-17.
- [4] 林川,邹宝铃,郭晓燕,等.广东丘陵山地果园机械化现状与发展思路[J].广东农业科学,2015(15):135-141.
- [5] 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):19-23.
- [6] 欧阳玉平,洪添胜,苏建,等.山地果园牵引式双轨运输机断绳制动装置设计与试验[J].农业工程学报,2014,30(18):22-29.
- [7] 毕文斌.伸缩式拉臂机构的结构参数优化设计[J].机械工程与自动化,2009(2):191-192.
- [8] MICHAEL I, ANAS N, MAGDI H, et al. Manipulation of sarcoplasmic reticulum Ca^{2+} release in heart failure through mechanical intervention[J]. The journal of physiology, 2015, 593(15):3253-3259.
- [9] 张寅.一种液压混合动力集装箱卡车控制系统[J].港口科技,2015(5):68-73.
- [10] 徐倩.起重自装卸集装箱运输车力学性能分析及优化设计[J].山东工业技术,2015(16):189-194.
- [11] 陈志伟,温玉霜,刘庆娟,等.车厢可卸式垃圾车拉臂钩工作装置的高效整体结构分析[J].徐州工程学院学报(自然科学版),2013,28(4):66-70.
- [12] 单龙,牛松,崔哲,等.拉臂装置结构优化设计[J].徐州工程学院学报(自然科学版),2014,29(2):74-78.
- [13] AMIRPASHA P, PARVIZ S, JUE L. New Self-loading locomotion mechanism for wall climbing robots employing biomimetic adhesives[J]. Journal of bionic engineering A, 2013, 10(1):12-18.
- [14] JAUME S, ANNA M, JOAKIM W, et al. Analysis of load match and grid interaction indicators in net zero energy buildings with simulated and monitored data [J]. Applied energy, 2014, 136(1):1052-1060.
- [15] 吴秋菊,李夺,张志权.一种顺装整体折叠臂自装卸车设计[J].专用汽车,2014(3):97-100.
- [16] COUSINS S, DAVID P. Anderson self-loading unit has 20-bale capacity[J]. Farmers weekly, 2013, 158(26):62-69.
- [17] KABANOVA M. Optimal yield radius and self-loading pressure of pipes [J]. Chemical and petroleum engineering, 2012, 47(11):759-761.
- [18] ANDERS E, LARS E, RAIDA J. Simulation-based evaluation of supply chains for stump fuel[J]. International journal of forest engineering, 2014, 25(1):23-36.
- [19] 李波,吴永根,葛振亮,等.拉臂车工作动态仿真分析[J].现代制

造技术与装备,2011(1):62-64.

[20] 谭鸿愿,沈益国.自装卸集装箱运输车装卸机构设计及运动仿真[J].中国科技投资,2012(21):69-75.

[21] 王申莹,胡志超,彭宝良,等.基于 ADAMS 的甜菜收获机自动对行探测机构仿真[J].农业机械学报,2013,44(12):62-67.

[22] VASILEV G, PARVANOV S, DINEVAI P, et al. Soil-structure interaction using BEM-FEM coupling through ANSYS software package[J]. Soil dynamics and earthquake engineering, 2014, 25(1): 23-30.

[23] ABDELAZIZ B, ABDOLMAJID M, HAZIM Q. An unstructured finite volume method for large-scale shallow flows using the fourth-order Adams scheme[J]. Computers and fluids, 2013, 88(3): 334-341.

[24] PETER N. Sherali-Adams relaxations of graph isomorphism polytopes[J]. Discrete optimization, 2014, 37(1): 167-175.

[25] 夏俊芳,贺小伟,余水生,等.基于 ANSYS/LS-DYNA 的螺旋刀辊土壤切削有限元模拟[J].农业工程学报,2013,29(10): 34-41.

Designing and analyzing self-loading device
in mountainous orchard transporter with wheels

WU Weibin^{1,2} FENG Yunlin² ZHU Yuqing^{1,2}
HONG Tiansheng^{1,2} ZHANG Jianli^{1,2} DU Junyi²

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

Abstract In mountainous orchard of southern China, currently the self-loading devices with the L-type pull arm were mostly put into use in leveling roads with large volume which is not suitable for the mountainous region. In order to protect the fruits and improve the transport efficiency, a self-loading device with the L-type pull arm in mountainous orchard transporter was designed, and simulations were conducted. The stress of the L-type pull arm was analyzed with the traditional graphical method to calculate the formula of main mechanical stress in the course of two campaigns, and the critical angle was 38°. Getting the relation between the main part of power and the rotation angle by ADAMS. Results indicated that there were four cases regarded as dangerous conditions: slope of -20° and rotation angle of pull arm of 0°, slope of 20° and rotation angle of pull arm of 38°, slope of -20° and rotation angle of pull arm of 134°, slope of -20° and rotation angle of pull arm of 38°. Results of ANSYS finite element analysis declared that most of stress of the pull arm was in the range of 0.07-68.316 MPa. The maximum stress was 307.144 MPa, less than 470 MPa of the steel Q345's minimum tensile strength. This design has met the demand to complete the requirements of loading and unloading on the working conditions that the slope of 15° and the load of 150 kg.

Keywords mountainous orchard; transporter with wheels; self-loading device; ADAMS; ANSYS

(责任编辑:陆文昌)