

花生联合收获机 L 型输送清选分离机构研究*

王东伟¹ 尚书旗¹ 李 想¹ 高德兴²

(1. 青岛农业大学机电工程学院, 青岛 266109; 2. 青岛弘盛汽车配件有限公司, 青岛 266709)

摘要: 设计了一种 L 型输送清选分离机构,应用动力学仿真软件 ADAMS 建立了虚拟样机模型,通过对单果荚-筛面、多果荚-筛面及果荚群-筛面的接触碰撞分析,得出影响筛面的平均撞击载荷,并在此基础上分析了碰撞后花生的运动规律。仿真及试验结果表明,L 型输送清选分离机构在给定条件下可较好地完成输送清选分离作业。

关键词: 花生 联合收获机 输送清选 分离机构

中图分类号: S225.7⁺3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)S2-0068-07

Type-L Cleaning Separation Mechanism of Peanut Combine Harvester

Wang Dongwei¹ Shang Shuqi¹ Li Xiang¹ Gao Dexing²

(1. School of Electrical and Mechanical Engineering, Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China

2. Qingdao Hongsheng Autocar Fittings Co., Ltd., Qingdao 266709, China)

Abstract: A type-L conveyor cleaning separation mechanism was designed. Virtual prototype model was established by using dynamics simulation software ADAMS. Based on the analysis of single fruit pods-screen surface, much fruit pods-screen surface and pod group-screen surface contact impact, the average impact load was obtained which affect the size of screen below. The movement rule of peanuts collision was analyzed. Results showed that the proposed mechanism could better complete conveyor cleaning separation operation under the given conditions.

Key words: Peanut Combine harvester Conveyor cleaning Separation mechanism

引言

作为中国重要的油料作物和经济作物,花生的价值早已引起了国家及相关行业的高度重视,并作为重要出口创汇和农业结构调整重点发展和扶持的农产品^[1]。分离与清选装置是花生联合收获机的一个重要组成部分,是提高整机作业性能的关键部件。分离与清选装置的工作性能,直接影响到整机的损失率、含杂率等指标。由于我国花生联合收获机研究起步较晚,虽然已有不少成熟机型问世,但就输送、清选、分离等关键技术的研究而言,仍有较多的问题尚未解决。

为了提高花生联合收获机输送清选分离机构的性能,本文设计一种 L 型输送清选、分离机构并进

行分析,以适应花生联合收获的作业要求。

1 输送清选分离技术

现有输送清选分离技术主要有 3 种:

直流分离输送技术:花生在摘果环节完成后,脱下的果荚、断茎叶、未成熟的果荚、泥土块等经提升装置收集输送到清选装置。通过偏心机构实现清选筛的快速平动,可使带有泥土的花生荚果在清选筛上滚动和滑动,滚动摩擦结合滑动摩擦可将泥土清除干净,有利于后期对花生荚果的处理。该分离筛是最常用的花生分离装置,其通用性好,类似于谷物收获机的逐稿筛,清选效果好,但花生土壤为粘土型时,挖掘出来的花生由于粘有部分土壤,当花生经过分离筛时,在分离筛的振动下往前滚动,花生经过滚

收稿日期: 2013-06-25 修回日期: 2013-07-10

* “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAD20B05-2)和公益性行业(农业)科研专项经费资助项目(200903053)

作者简介: 王东伟,博士生,主要从事新型农业装备研究,E-mail: W88030661@163.com

通讯作者: 尚书旗,教授,博士生导师,主要从事新型农业装备研究,E-mail: njxbsqshang@qau.edu.cn

动不仅没有分离出土壤,而且还被粘土包裹住,不利于后续的晾晒,破壳。所以直流分离筛只局限于沙土型土壤。

环形分离输送技术:挖掘后的花生秧果在环形筛内,经过环形筛转动摩擦,实现秧土分离。该技术可有效利用机器作业空间,延长分离时间,且易于控制分离速度,增加分离效果。但是分离筛体积大,制作工艺困难,成本高。

碗式分离输送技术:升运装置是输送胶带式,在输送胶带上用螺栓安装碗式升运斗,输送胶带在一端转动辊的带动下运动,升运斗随胶带的运动而运动,升运斗在最低处盛满花生,随着升运斗的上升,花生被携带到集果箱。此装置虽然能完成花生的输送工作,由于胶带两端的张紧度不同,胶带运动过程中常常发生偏移现象。采用胶带输送,是整个机构处于密封状态,在花生中仍然夹杂的土壤、残叶及断茎不能再次排出机外,使得花生的含杂率不能进一步的降低。碗式升运斗设计较深,在倾倒花生时存在不能完全倾倒干净的现象^[2]。

通过对上述分离清选技术的性能对比,设计一种 L 型输送清选分离机构。该输送清选分离机构是在现有的清选机构的基础上进行二次清选,使花生清选得更干净。同时此技术还替代了现有花生收获机运用的升运输送装置,可以将清选后的花生直接输送到花生集果箱内,达到了一举两得的效果。

2 L 型输送清选分离机构

碗式输送带输送效率低,并且含有大量杂质。L 型输送清选分离机构采用链传动,1 个主动链轮传动动力,12 个从动链轮带动两条空心销轴链条运动,带动整个机构转动,空心销轴穿圆钢,定位在两条链条之间,两圆钢间安装升运斗装置,花生落进升运斗中被带进集果箱,如图 1 所示。

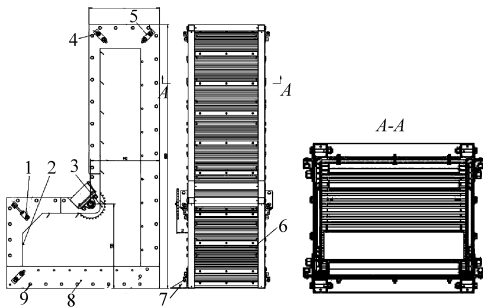


图 1 L 型输送清选分离机构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of type-L transportation cleaning separation mechanism

1. 小链轮 2. 输送筛 3. 传动链轮 4. 连接弯板 5. 连接角钢
6. 后面板 7. 连接座 8. 清选架 9. 链轮

L 型输送清选分离机构与风机配合使用,将第 1 级未清理出的杂草断秧清选出去,进一步筛土得到干净的花生果,完成清选作业。

通过摘果机构摘下的花生果以及夹杂的断秧、泥土一起掉进偏摆振动筛中,在筛子的振动下花生果、断秧和泥土被抛起,泥土被筛选出去,断秧在风机气流作用下被吹出收获机外,剩余的被送到 L 型输送清选分离机构中,夹杂在花生果中的杂质进一步被清选出去,花生果在输送的过程中积聚在升运斗中,升运斗载着花生送到机构顶部,在集果箱入口处将花生倒入。

3 基于 ADAMS 的输送清选运动分析

3.1 L 型输送清选分离机构参数化建模

通过建立 L 型输送清选分离机构的三维虚拟模型,将包含机构拓扑信息的清选分离输送三维模型赋以材料属性、工作载荷、工作速度等相关设计参数以及机械物理性质,使其和工作条件下系统接近,完成系统的三维虚拟仿真模型,经过动态仿真、结果分析,完善优化和细化模型结构,研究 L 型输送清选分离场景的详细情况和服从规律^[3]。

运动与动力学精确分析是 ADAMS 的突出特点,相对薄弱的是其实体建模模块。因此,针对 L 型输送清选分离机构比较复杂的零件,本文在 NX-UG 下完成三维图形输出,两者通过通用图形识别协议,完成三维模型的通用化处理^[4]。

建立 L 型输送清选分离机构虚拟样机模型步骤包括:零件绘制、约束设置、载荷定义与载荷施加。样机细节特征对最终结果的精确性有较大影响,仿真分析以及测试值应接近真实花生清选物理场景。但这会成倍地增加建模工作量。因此本次研究对所建立的 L 型输送清选分离虚拟样机进行简化并忽略大多数细节和非主要因素,但花生清选的重要特征被最大限度地保留,使仿真分析科学化和精确化^[5]。

3.2 L 型输送清选分离机构力学模型建立

以 L 型输送清选分离机构为原型,对连接弯板、角钢、机架等虚拟链接结构在 ADAMS 中直接建模,完成基本建模环境的检查和设置,在 ADAMS View 环境中,全局坐标系设置为 Cartesian,MMKS 单位系统。工作栅格采用直角坐标形式,重力加速度取 9.80665 m/s^2 。

利用 ADAMS/View 模块中工具箱,建立 L 型输送清选分离机构模型,创建完成的清选装置虚拟样机的模型如图 2 所示。

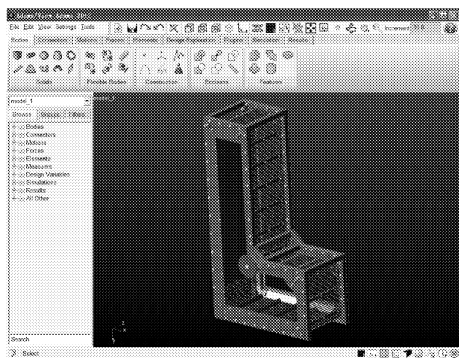


图2 L型输送清选分离机构虚拟样机模型

Fig. 2 Type-L transportation cleaning separation mechanism

最佳清选分离机构可根据设计布局优化获得,对于L型输送清选分离机构设计布局,可采用参数化点标示完成,设计布局的改变通过点位置移动完成,不同构件的连接点和空间定位位置参数化据此实现。根据点标示重要位置的坐标,进行部件特征参数化并建立整个模型^[6]。

3.2.1 添加约束及运动

为使所建实体部件准确模拟花生清选分离机构的运动,采用运动副和约束进行相对运动关系的物理描述,在模型中定义机架与大地相连,而其余部件通过相互间的转动副、轴套约束并固定自身在空间中的放置点。同时设置链轮和链条、花生和筛面的接触约束,添加约束后的系统共有13个低副接触,且自由度为1。将驱动约束设置在一级链轮上,在其上添加运动驱动,则整个L型输送清选分离机构将具有确定的运动形态^[7]。

3.2.2 设置花生与筛面的接触碰撞

在所建L型输送清选分离机构中,建立花生物料元如图3所示,并按图4所示设置花生与筛面的碰撞参数。

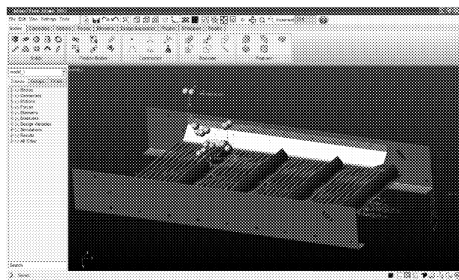


图3 L型输送清选分离下行部分

Fig. 3 Type-L transportation cleaning separation downward section

虚拟样机中接触类型包括瞬时和连续接触。阻尼弹簧模型为瞬时接触所使用,而连续接触采用非线性弹簧模型进行解算。接触力求解迭代根据下列数学模型:冲击函数以及泊松模型,均遵守单向约束

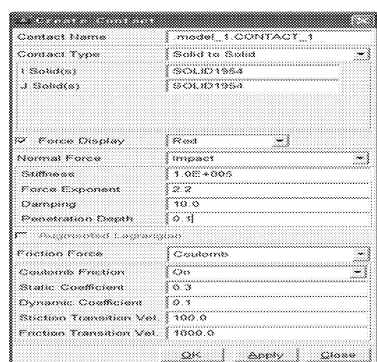


图4 花生与筛面碰撞参数设置

Fig. 4 Collision coefficient setting of peanuts and screen surface

条件下罚函数判断定律。其中冲击函数模型有^[8]

$$F_n = Kg^e + \text{step}(g, 0, 0, d_{\max}, c_{\max}) \frac{d_g}{d_t} \quad (1)$$

式中 K ——接触刚度 g ——渗入深度

e ——力指数 d_g/d_t ——渗入速度

$d_{\max}$ ——最大渗入深度

$c_{\max}$ ——最大阻尼值(最大渗入深度时刻)

step ——利用三次多项式逼近的阶跃函数

而泊松模型有^[9]

$$F_n = p(\varepsilon - 1) \frac{d_g}{d_t} \quad (2)$$

式中 p ——惩罚参数 ε ——泊松比

为获得最接近实际清选的碰撞场景,本文对拉格朗日模型作适当修改,根据迭代原理求解未知接触力参量,迭代模型有^[10]

$$\begin{cases} F_n^{(k)} = \lambda^{(k)} p \frac{d_g^{(k)}}{d_t} & (k = 1, 2, \dots, k_{\max}) \\ \lambda^{(1)} = 0 & (k = 1) \\ \lambda^{(k)} = F_n^{(k-1)} & (k > 1) \end{cases} \quad (3)$$

针对花生物料元模型,本文作如下设定以及简化:

(1) 将花生设置成含相贯线区域的双球形,在减少仿真迭代计算量的前提下,直接确定颗粒直径参数,简化并降低花生筛选复杂性,同时双球形反映花生筛分运送过程的客观性强。

(2) 设置花生密度为 218 kg/m^3 ,其外形为双圆球且直径已知,颗粒质量可求解。

(3) 将花生的初始高度设置为 40 cm 。根据计算,设置花生物料元初始速度为 $v_y = -1.418 \text{ m/s}$, $v_x = 2.297 \text{ m/s}$ 。

3.3 仿真运行与结果分析

ADAMS内部解算器在每次迭代求解时进行接触发生判断,花生和筛条间的接触起作用时,果荚和筛条圆钢的渗入深度、速度均可计算获得,并决定该

精度下的步长进行迭代求解,同时保持接触力求解精确性不变^[11]。

对模型进行干涉检查如图 5 所示。可知所建立的模型不存在干涉情况,设置求解步长和仿真时间,对所建立的虚拟样机模型进行仿真设置如图 6 所示,试验过程中可预测的误差以及离散性在迭代计算时忽略^[12]。



图 5 干涉检查
Fig. 5 Interference checking

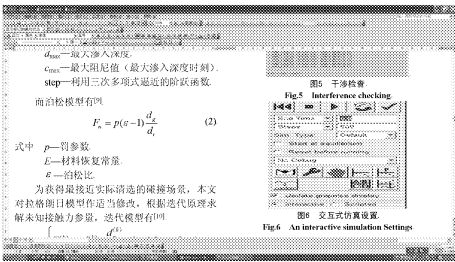


图 6 交互式仿真设置
Fig. 6 Interactive simulation settings

花生果-筛面碰撞动力场景具有时变性、非线性、变结构性等特点,需精确解析柔性碰撞动力学函数积分算法和求解阈值。本文采用求解速度、精度综合性强的步长可变四阶 Runge - Kutta 迭代计算进行求解。根据式

$$\begin{cases} p(0) = p_0 \\ \dot{p}(0) = \dot{p}_0 \\ \dot{M}p(t) + Cp(t) + Kp(t) = G(t) \end{cases} \quad (4)$$

矩阵化后得

$$\begin{bmatrix} \dot{p}(t) \\ \ddot{p}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3 \times 3} \mathbf{I}_{3 \times 3} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} - \mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p(t) \\ \dot{p}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3 \times 1} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{G} \end{bmatrix} \quad (5)$$

降阶化处理的动力学函数解析式个数有所增加,由表达式可知,第一式是恒成立的,并不增加迭代求解的总体计算量。

初值化一阶微分函数组

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = f(t, y) \\ y(t_0) = y_0 \end{cases} \quad (6)$$

式中 t_0 ——初始积分时间点

y_0 ——微分初始函数值

对于四阶 Runge - Kutta 法的积分过程而言,从 t_0 时刻至 t_1 时刻得

$$\begin{cases} K_1 = f(t_0, y_0) \\ K_2 = f\left(t_0 + \frac{1}{2}h, y_0 + \frac{1}{2}hK_1\right) \\ K_3 = f\left(t_0 + \frac{1}{2}h, y_0 + \frac{1}{2}hK_2\right) \\ K_4 = f\left(t_0 + h, y_0 + hK_3\right) \\ y_1 = y_0 + \frac{1}{6}h(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4) \end{cases} \quad (7)$$

变步长 Runge - Kutta 法的特征是加倍、减半化单次步长。步长选择增加了单步计算量,但有利于总体计算量。本文采用变步长控制下的四阶 Runge - Kutta 法数值仿真植株体动力行为。当植株体输送过程中还没有与筛面接触时,降低计算精度以提高植株体动力学函数的求解速度;当植株体与筛面发生接触碰撞时,改变 h 来提高计算精度,求解植株体与摘果锯齿碰撞的动力学响应。植株体与筛面碰撞计算过程中,由于植株体形变量小,故可将等计算精度下的最大接触形变量比值选为 1/100。

3.3.1 单果荚-筛面的接触碰撞分析

图 7 为单果荚参与清选时的位移随时间变化曲线。在清选开始的短时间内,花生-筛面的运动并不同步,且一致性并不显著。单果荚与筛面的接触行为使得花生同时发生纵向和横向位移变化,并且单果荚碰撞位置点与碰切角度时刻变化。花生的最大 X 向高度超过 200 mm,并且花生沿筛长方向的位移量大于沿筛面的法向位移量。随着相对接触趋势的弱化果荚逐渐与 L 型清选分离机构的传输速度同步,相对运动趋势被系统阻尼消去,使得 X 方向位移不断增加^[13]。

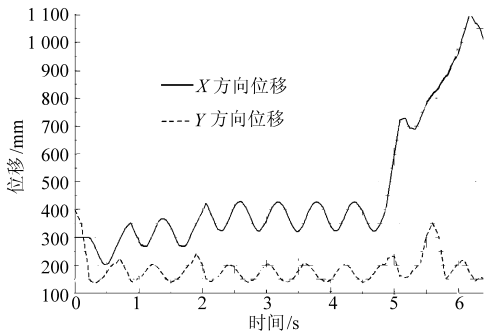


图 7 花生位移随时间变化曲线
Fig. 7 Curves of peanut displacement

图 8 为单果荚与筛面圆钢条间的碰撞接触力随时间变化曲线。因为花生与筛面之间的刚性碰撞引

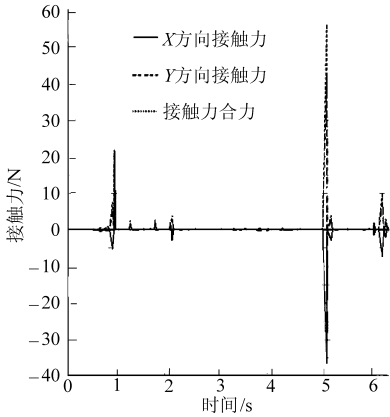


图 8 花生接触力随时间变化曲线
Fig. 8 Curves of peanut contact force

起加速度剧烈变化,将花生以理想质点进行考虑,碰撞力矩引起花生自身翻转和回旋,随着清选作业的进行,花生的旋转角速度逐渐增大,果荚壳上的土壤因此分离,这有利于花生清选作业^[14]。从图 8 中可得,花生在清选开始时,与筛面发生均匀不一的相互作用,随着果荚和筛面间的横向清选运动趋势减弱,花生自身与圆钢筛条的接触姿态不断变化,作用于花生之上的惯性力发生变化,形成使花生翻转作用的转矩,进一步除去荚壳上的粘附土壤^[15]。

3.3.2 多果荚-筛面的接触碰撞分析

单果荚体碰撞系统模型较为单一,未反映花生果荚之间的接触和碰撞影响。现将果荚数量增加到 7 粒,同时对符合碰撞规则条件的果荚之间添加碰撞约束^[16]。

图 9 为花生与圆钢筛条接触力变化曲线。花生经由上一流程的振动筛清选而后落入 L 型输送清选分离下行部分,果荚与筛面之间引起弹性碰撞,使瞬时接触力和加速度值与方向迅速变化。图 10 为花生与圆钢筛条接触力矩变化曲线。接触力矩的作用效果使粘附于花生壳体的土壤因花生旋转运动而被甩脱,同时混合在花生果荚中的杂质经由圆钢筛条间的缝隙离开机体,对清选作业有积极作用^[17]。

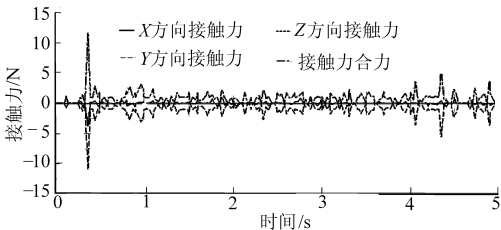


图 9 花生与圆钢筛条接触力随时间变化曲线
Fig. 9 Peanuts vs contact force of round steel bar

图 11 为 L 型输送清选下行段花生位移变化曲线。花生在清选开始时,各个方向上的位移曲线呈波折规律,在约 0.5 s 后位移曲线趋于恒定,此时花生仅表现为横向输送运动。图 12 为花生速度变化

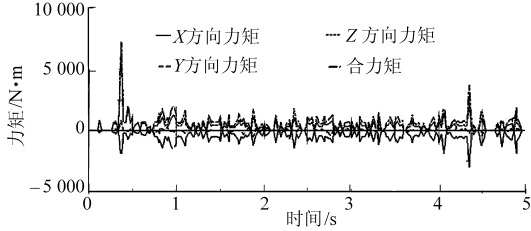


图 10 花生与圆钢筛条接触力矩随时间变化曲线
Fig. 10 Peanut vs torque of round steel bar

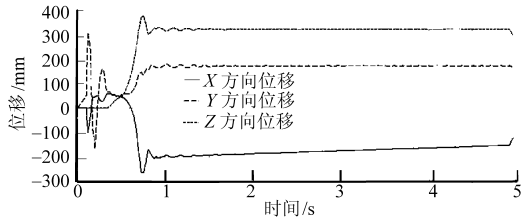


图 11 L 型输送清选下行段花生位移随时间变化曲线
Fig. 11 Displacement curves of peanuts

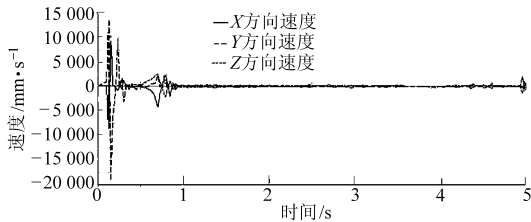


图 12 L 型输送清选下行段花生速度随时间变化曲线
Fig. 12 Cleaning speed curves of peanuts

曲线。与位移曲线相一致,在 0~0.5 s 内速度变化剧烈,具体表现为位移曲线同时刻下的一阶微分值,之后花生和筛面间的相对运动速度均值为零。图 13 为花生加速度变化曲线。花生与筛面发生服从阻尼弹簧冲击函数模型的碰撞接触。在初始的 0.5 s 内其运动加速度不均匀性显著,随着清选的进行,作用于花生之上的接触作用力逐渐减小,L 型输送清选下行段惯性系统趋于稳定,果荚与筛面间的相对运动趋势渐弱,从而使果荚的加速度表现为以零为中间位置震荡形式。这一阶段系统内的弱频振动起主要作用,使得花生稳定退出清选段并被运输至 L 型输送清选上行段,同时下一处理批次的花生群重新落入下行段并再次复现该过程。

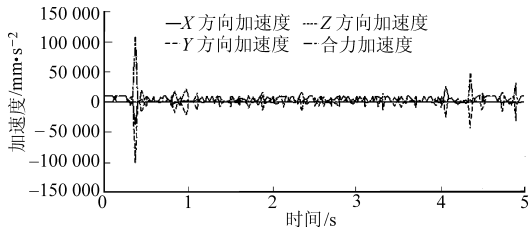


图 13 L 型输送清选下行段花生加速度随时间变化曲线
Fig. 13 Cleaning acceleration curves of peanuts

3.3.3 果荚群-筛面的接触碰撞分析

L 型输送清选分离机构单位时间的花生清选分

离量大,详细研究并反映其工作过程以提高机构作业性能和产品可靠性,建立花生果荚群下落模型,同时将接触约束模型范围扩大至整个群体中接触趋势显著的物料微元体中,建立全面的多体动力学碰撞模型^[18]。

图 14 为果荚群清选位移变化曲线。由图可看出,随着 L 型输送清选下行段运转,不同下落时刻的花生依次落入相邻的处理单元(即相邻俩升斗之间的圆钢筛条区间),且大部分果荚的 Z 方向位移为负值,即果荚经过与筛面的接触作用^[19]。图 15 为果荚群清选过程速度变化曲线。在初始碰撞发生时,速度峰值与均值相差约 4 倍,由于钢质材料和花生果荚的动摩擦因数较小,果荚有不断向筛条两端摊开的趋势,而新下落的果荚则继续完成对筛面中部的撞击覆盖。同时部分果荚的入碰角度使得其碰撞后获得极大的动量,最大速度可达 2 m/s。

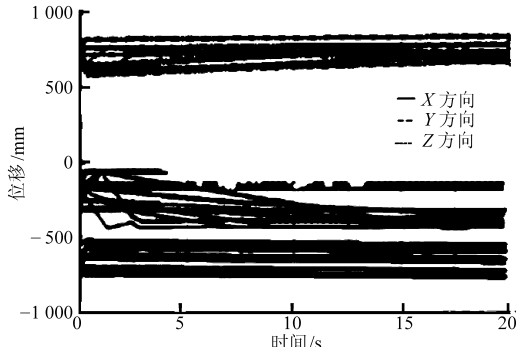


图 14 果荚群清选过程位移随时间变化曲线
Fig. 14 Displacement-time curves

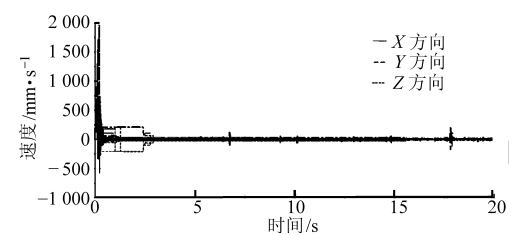


图 15 果荚群清选过程速度随时间变化曲线
Fig. 15 Velocity vs time

图 16 为荚群角速度变化曲线。由图可知,果荚群瞬时接触碰撞阻尼系统中,果荚角速度最大的时间区域为 0 ~ 3 s,此时同批次的果荚完成与筛面的全接触撞击,最大角速度可达到 20 rad/s。图 17 为角加速度变化曲线。其值在清选过程中发生多次突变,原因为果荚群体内各个单体之间也存在相互作用,系统接触力的波动变化,引起单批次果荚群加速度的突变,而角加速度曲线的峰值间隔即为相邻不同处理批次果荚群的清选时间,且最终表现为加速度曲线斜率在碰撞中急剧变化。

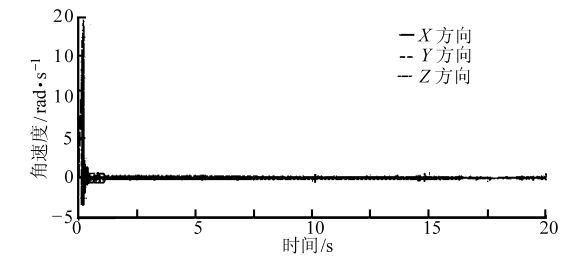


图 16 荚群角速度随时间变化曲线
Fig. 16 Pod group of angular velocity curve

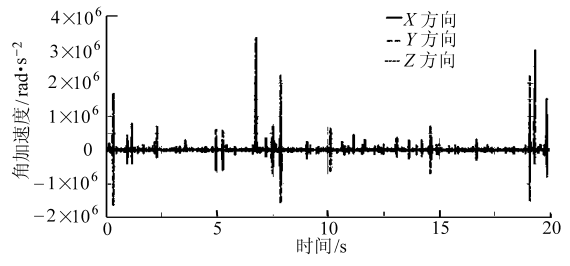


图 17 荚群角加速度随时间变化曲线
Fig. 17 Pod group of angular acceleration curve

图 18 为荚群系统动量变化曲线。图 19 为荚群系统角动量变化曲线。由图 18、19 可知,系统能量在短时间内由于群体性高频率地与筛面形成碰撞,动量和角动量都在瞬间达到峰值,且角动量值远大于动量值,即果荚弹性碰撞获得显著的旋转效果,用以作为完成摔离土壤的能量。而当荚群最终离开振动筛的喂入区域之后,整个系统的内部的动量分布区域平稳,并逐步表现为摩擦行为和弱频率的阻尼振动^[20]。图 20 为荚群系统受力变化曲线。多批次果荚群连续不断喂入 L 型清选分离下行段,加之土壤及其他杂质的混入,花生脱出物群对筛面的平均撞击载荷其绝对量峰值可达 350 N。

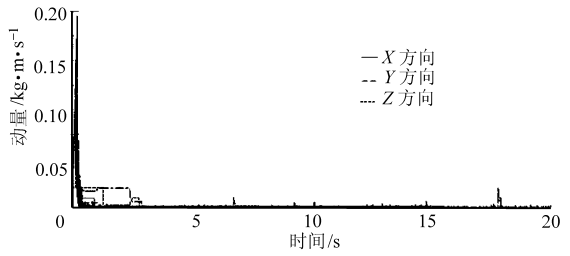


图 18 荚群系统动量随时间变化曲线
Fig. 18 Momentum curves of system

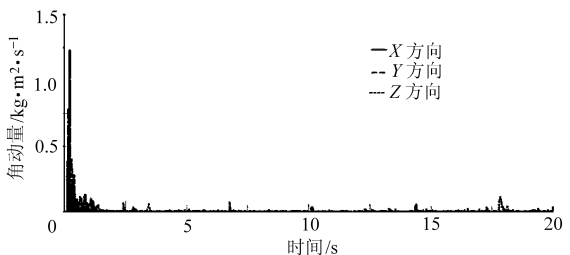


图 19 荚群系统角动量随时间变化曲线
Fig. 19 Angular momentum of system

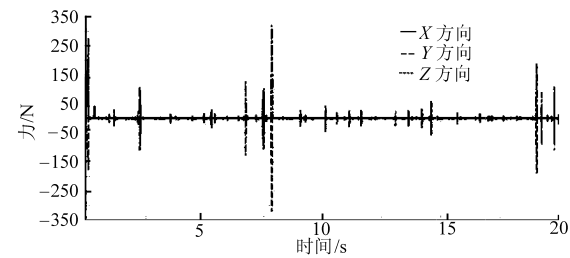


图 20 荚群系统受力随时间变化曲线

Fig. 20 Stress curve of pod swarm system

4 试验分析

为验证所设计的 L 型输送清选分离机构的工作性能,按照 GB/T 5262—2008^[21] 以及 NY/T 2082—2011^[22] 的相关规定,对样机进行试验。相关工作参数为输送速度 1.2 m/s,负荷功率 40 W,主动链轮转速 143 r/min,从动链轮转速 143 r/min,升运斗数量 39 个,倾倒频率 180 次/min。

在相关工作参数不变的情况下,对样机进行 5 次重复试验,每次试验将 30 kg 鲜花生缓慢倒入样机入口处,将试验结果记录到表 1 中。

试验结果表明,该样机工作性能良好,破碎率、含土率及生产率等指标均达到行业标准^[23],能够满足实际生产需要。

表 1 分离机构试验结果

Tab.1 Test result of type-L transportation

cleaning separation

试验序号	破碎率/%	含土率/%	生产率/kg·h ⁻¹
1	0.34	10.5	6 734
2	0.53	12.7	6 893
3	0.26	9.8	6 528
4	0.44	15.1	6 645
5	0.23	8.3	6 783
平均值	0.36	11.28	6 716.6
行业标准 ^[23]	≤1.0	≤20	≥4 000

5 结论

(1)通过在 ADAMS 中对单果荚-筛面、多果荚-筛面及果荚群-筛面的接触碰撞分析仿真,发现果荚角速度最大的时间区域为 0~0.5 s 内,随后位移曲线趋于恒定。

(2)花生脱出物群对筛面的平均撞击载荷为 100~200 N,其最大峰值可达 350 N。

(3)试验表明,该样机破碎率为 0.36%、含土率为 11.28%、生产率为 6 716.6 kg/h,符合相关行业标准^[23]。

参 考 文 献

1 孙同珍,尚书旗,李国莹,等. 4HQL-2 型花生联合收获机摘果及清选部件的研制[J]. 农机化研究,2009(6):161~164.
Sun Tongzhen, Shang Shuqi, Li Guoying, et al. Design of stripping and cleaning system of 4HQL-2 type full-feed peanut combine [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009(6): 161~164. (in Chinese)

2 尚书旗,王方艳,刘曙光,等. 花生收获机械的研究现状与发展趋势[J]. 农业工程学报,2004,20(1):20~25.
Shang Shuqi, Wang Fangyan, Liu Shuguang, et al. Research situation and development trend on peanut harvesting machinery[J]. Transactions of the CSAE, 2004,20(1):20~25. (in Chinese)

3 王方艳,梁洁,尚书旗,等. 花生收获机传动系统的运动机理分析与参数优化[J]. 农业机械学报,2006,37(6):49~53.
Wang Fangyan, Liang Jie, Shang Shuqi, et al. Motion theory analysis and parameters optimization of transmission on 4H-2 type peanut harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006,37(6):49~53. (in Chinese)

4 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京:中国农业科学技术出版社,2007:1 109~2 109.

5 王国强,张进平,马若丁. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的实践[M]. 西安:西北工业大学出版社,2002:25~183.

6 安雪斌,潘尚峰. 多体系统动力学仿真中的接触碰撞模型分析[J]. 计算机仿真,2008,25(10):98~101.
An Xuebin, Pan Shangfeng. Analysis of contact model in multi-body system dynamic simulation[J]. Computer Simulation, 2008, 25(10):98~101. (in Chinese)

7 白争锋,赵阳,田浩. 柔性多体系统碰撞动力学研究[J]. 振动与冲击,2009,28(6):75~78.
Bai Zhengfeng, Zhao Yang, Tian Hao. Study on contact dynamics for flexible multi-body system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009,28(6):75~78. (in Chinese)

8 彼得·艾伯哈特,胡斌. 现代接触动力学[M]. 南京:东南大学出版社,2007:92~139.

9 丁遂亮,洪嘉振. 柔性多体系统接触碰撞动力学研究[J]. 上海交通大学学报,2003,37(12):1 927~1 930.
Ding Suiliang, Hong Jiazhen. Dynamic analysis of impact loads in flexible multibody systems by FEM[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2003,37(12):1 927~1 930. (in Chinese)

10 李宝玉. 柔性碰撞动力学的连续法建模及其分析[M]. 南京:南京理工大学出版社,2006:78~123.

11 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[M]. 北京:国防工业出版社,2006:223~242.

12 刘才山,陈滨. 多柔体系统碰撞动力学中的结构柔性效应[J]. 振动与冲击,2000,19(2):24~27.
Liu Caishan, Chen Bin. Effect flexible structure of in flexible multi body system with multiple-point impact[J]. Shake and Impack,2000,19(2):24~27. (in Chinese)

Chen Li, Liao Qingxi, Zong Wangyuan, et al. Aerodynamic characteristics measurement of extraction components for rape combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(Supp.): 125 ~ 130. (in Chinese)

8 万霖,衣淑娟,马永财. 纵置单轴流滚筒脱粒与分离装置功耗性能试验研究[J]. 黑龙江八一农垦大学学报,2005,17(2): 56 ~ 58.

Wan Lin, Yi Shujuan, Ma Yongcai. Study on power consumption of single axial flow threshing and separating unit of paddy[J]. Journal of Heilongjiang August First Land Reclamation University, 2005, 17(2): 56 ~ 58. (in Chinese)

9 万霖,衣淑娟. 纵置单轴流钉齿滚筒功耗性能的试验研究[J]. 农机化研究,2005(9):108 ~ 109.

Wan Lin, Yi Shujuan. Test study on power consumption experiments of single axial flow threshing and separating unit of paddy[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2005(9): 108 ~ 109. (in Chinese)

10 李渤海,张义峰,张贵宏. 螺旋叶片带板齿式轴流脱粒与分离装置试验台功耗的试验研究[J]. 农机化研究,2006(12): 165 ~ 166,170.

Li Bohai, Zhang Yifeng, Zhang Guihong. Study on power consumption about the axial flow threshing and separating installation with helical blade plate[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2006(12): 165 ~ 166, 170. (in Chinese)

11 张认成,桑正中. 轴流脱粒滚筒功耗模型的研究[J]. 农业工程学报,1999,15(4):121 ~ 125.

Zhang Rencheng, Sang Zhengzhong. Research on the power consumption model of axial threshing cylinder[J]. Transactions of the CSAE, 1999, 15(4): 121 ~ 125. (in Chinese)

12 李耀明,李洪昌,徐立章. 短纹杆-板齿与钉齿脱粒滚筒的脱粒对比试验研究[J]. 农业工程学报,2008, 24(3):139 ~ 142.

Li Yaoming, Li Hongchang, Xu Lizhang. Comparative experiment on threshing performance between short-rasp-bar tooth cylinder and spike tooth cylinder[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(3): 139 ~ 142. (in Chinese)

13 李耀明,徐立章,杨秀景,等. 油菜轴流脱粒滚筒性能对比试验[J]. 农业机械学报,2007,38(8):86 ~ 89.

Li Yaoming, Xu Lizhang, Yang Xiuqing, et al. Comparative experiment on axial threshing cylinder of rape[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(8): 86 ~ 89. (in Chinese)

14 徐立章,李耀明,丁林峰. 水稻谷粒与脱粒元件碰撞过程的接触力学分析[J]. 农业工程学报,2008,24(6):146 ~ 149.

Xu Lizhang, Li Yaoming, Ding Linfeng. Contacting mechanics analysis during impact process between rice and threshing component[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(6): 146 ~ 149. (in Chinese)

15 谭小力,张洁夫,杨莉,等. 油菜角果裂角力的定量测定[J]. 农业工程学报,2006,22(11):40 ~ 43.

Tan Xiaoli, Zhang Jiefu, Yang Li, et al. Quantitive determination of the strength of rapeseed pod dehiscence[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(11): 40 ~ 43. (in Chinese)

16 Bruce D M, Hobson R N, Morgan C L, et al. Threshability of shatter-resistant seed pods in oilseed rape [J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 2001, 80(4): 343 ~ 350.

17 王显仁,李耀明. 脱粒原理与脱粒过程的研究现状与趋势[J]. 农机化研究,2010(1):218 ~ 221.

Wang Xianren, Li Yaoming. Actualities of researches and developing trends of threshing mechanism and threshing process[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2010(1): 218 ~ 221. (in Chinese)

(上接第 74 页)

13 刘锦阳,马易志. 柔性多体系统多点碰撞的理论和实验研究[J]. 上海交通大学学报,2009,43(10):1 667 ~ 1 671.

Liu Jinyang, Ma Yizhi. Investigation on modeling theory and experiment technique for flexible multi body system with multiple-point impact[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2009,43(10): 1 667 ~ 1 671. (in Chinese)

14 刘晶波,杜修力. 结构动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005:152 ~ 176.

15 陆佑方. 柔性多体系统动力学[M]. 北京:高等教育出版社,1996:109 ~ 155.

16 王志华. 基于 ADAMS 的油菜收获机清选装置的虚拟设计与试验研究[D]. 镇江:江苏大学,2003.

Wang Zhihua. Virtual design of cleaning plant of cole harvester based on ADAMS and test research[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2003. (in Chinese)

17 王国强. 实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践[M]. 西安:西北工业大学出版社,1998:90 ~ 93.

18 Kim S W, Misra A K, Modi V J. Contact dynamics and force control of space manipulator systems[J]. Phil. Trans. R_ Soc A: Mathematical Physical and Engineering Sciences, 2001,359(1788): 2 271 ~ 2 286.

19 洪光辉. 框架传动机构集成优化动力平衡研究[D]. 长沙:湖南大学,2007.

20 饶剑. 基于 ADAMS 的悬挂架系统动力学仿真分析与优化设计[D]. 武汉:武汉理工大学,2005.

21 GB/T 5262—2008 农业机械 试验条件测定方法的一般规定[S]. 2008.

GB/T 5262—2008 Agricultural machinery tseting conditions general rules for measuring methods[S]. 2008. (in Chinese)

22 NY/T 2082—2011 农业机械试验鉴定术语[S]. 2011.

NY/T 2082—2011 Terms of test and evaluation for agricultural machinery [S]. 2011. (in Chinese)

23 NY/502—2002 花生收获机作业质量[S]. 2002.

NY/502—2002 Operating quality for peanut harvesters[S]. 2002. (in Chinese)