

# 二自由度振动筛运动学分析及仿真试验

鲁云松<sup>1</sup> 朱明<sup>1,2</sup> 陈海军<sup>2</sup> 李永磊<sup>2</sup> 李喜朋<sup>2</sup>

1.华中农业大学工学院,武汉 430070;2.农业部规划设计研究院,北京 100125

**摘要** 以二自由度(two degree of freedom, 2-DOF)振动筛试验平台为研究对象,对二自由度振动筛试验平台简化模型的运动规律及筛面上物料受力情况进行分析,并对所建立的简化模型的合理性进行验证,得到影响简化模型及物料运动的关键因素。利用 ADAMS 仿真软件对单自由度振动筛模型和二自由度振动筛模型进行仿真研究,结果表明:单自由度机构筛面倾角有微小的变化,二自由度机构筛面倾角在  $4^{\circ}\sim 10^{\circ}$  之间变化,两个机构水平位移变化量均为 65 mm,其位移变化规律基本相同;单自由度垂直方向位移为 7.5 mm,二自由度机构垂直方向位移变化在 0~60 mm 之间;二自由度横向加速度大于单自由度,垂直加速度小于单自由度。

**关键词** 振动筛;二自由度;运动学分析;ADAMS 仿真

**中图分类号** S 226.5;TD 425 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2017)03-0107-06

振动筛是一种按照颗粒物料外形尺寸大小的不同,通过筛面振动将物料进行除杂分级的筛选设备<sup>[1-4]</sup>。颗粒物料振动筛根据其激励来源可以分为由激励器驱动的振动筛和由曲柄连杆驱动的振动筛两类。激励器驱动的振动筛存在筛分振幅较小、易引发共振、筛分质量不稳定、激励器结构及参数设计困难等问题,影响其性能提升<sup>[5-7]</sup>。曲柄连杆驱动的振动筛,其结构相对简单、易于装配使用、筛面运动轨迹多样,且物料在该振动筛上有一个抛送的运动,因此,其筛分效率较高,是筛分设备的重要发展方向<sup>[8-12]</sup>。

目前,国内外学者对不同自由度的曲柄连杆驱动的振动筛进行了广泛深入的研究。如沈惠平等<sup>[13]</sup>研制了1种单自由度的由曲柄连杆机构和1条空间铰链构成的筛分样机,该机构仅有1个独立运动且筛面倾角变化不大,由于其筛面具有良好的运行轨迹,因此,适合于物料筛分。李立君等<sup>[14]</sup>研制了1种曲柄摇杆振动破壳油茶果初选机,并通过 ADAMS 软件对其垂直方向位移进行仿真分析,研究表明,垂直方向上的振幅从左到右逐渐减小,有利于物料向排料端运动。王成军<sup>[15]</sup>对三自由度振动筛 X、Y、Z 三个方向振动激励下的分层过程进行了研究,结果表明,二自由度振动筛分层速度高于单自由度,二自由度中 X、Z 自由度的改变最为明显而三自由度振动筛分层速度略高于二自由度。美国 Team 公司开发出一种 6 自由度电液伺服振动台,能够完成多种运动轨迹的振动试验。尽管当前曲柄连杆驱动振动筛的研究取得了重要的进展,但目前仍存在着不足,如单自由度振动筛物料层分布不均匀、垂直振幅不大等,对物料的流动有一定的限制,易引起物料堆积堵塞筛孔;多自由度机构结构复杂,运行不稳定,难以适应生产生活需要。

为进一步提升筛分性能,本研究提出一种二自由度振动筛结构,并采用理论分析和 ADAMS 仿真相结合的方法,对单自由度和二自由度振动筛模型的角度、位移、加速度变化情况进行对比分析,为后期机构参数的确定提供理论依据。

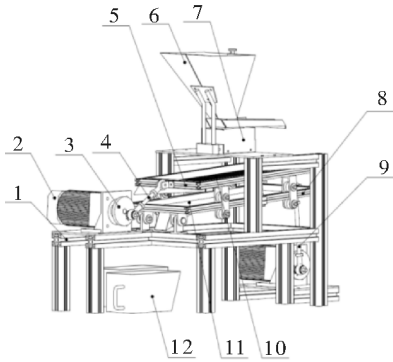
## 1 材料与方法

### 1.1 振动筛结构及工作原理

基于对筛分结构和原理的分析,本研究提出的二自由度(two degree of freedom, 2-DOF)振动筛三维模型结构如图 1 所示,振动筛主要由机架、电机、偏心装置、驱动连杆、转动轨、平移轨、筛子、出料底板、进料斗及振动给料装置等组成。振动筛工作原理为:2 个电机分别带动转动轨和平移轨运动,物料从进料斗进入筛面后,随筛子往复运动,同时在筛面上进行翻转运动,大杂质从平移轨末端的排料口排出,

收稿日期:2016-09-23  
基金项目:公益性行业(农业)科研专项(201003077)  
鲁云松,硕士研究生,研究方向:现代农业装备工程. E-mail: 541962090@qq.com  
通信作者:朱明,研究员,研究方向:种业装备和农产品加工工程技术研究及农业工程战略. E-mail: mingzhu@agri.gov.cn

筛分后的物料落入接料底板,由于接料底板倾角的变化,物料滑动至转动轨末端排料口排出,完成筛分过程。如果改变偏心装置的运动方程,筛面将在空间做不同的运动,其中运动过程中有2个独立的运动。



1.机架 Frame; 2.电机及底座 Motor and pedestal; 3.偏心装置 Eccentric; 4.平移轨-驱动连杆 Translation rail-driving link; 5.平移轨 Translation rail; 6.进料斗 Feeding hopper; 7.振动给料装置 Vibration feeding device; 8.转动轨 Turning rail; 9.转动轨-驱动连杆 Turning rail-driving link; 10.筛子 Sieve; 11.出料底板 Discharging plate; 12.接料盒 Material receiving box.

图1 振动筛三维模型

Fig.1 Three-dimensional model of vibration screen

## 1.2 机构模型的建立

为便于对二自由度振动筛进行理论研究和仿真分析,以2个曲柄作为原动件构成一个曲柄滑块机构和一个曲柄摇杆机构,对二自由度模型运动机构进行简化处理。简化后的二自由度振动筛机构如图2所示,该机构以A为坐标原点建立笛卡尔平面直角坐标系,曲柄AB和曲柄OF都沿逆时针进行转动,转动角速度为 $\omega$ ,筛面在曲柄摇杆机构ABCD和曲柄滑块机构OFE的共同作用下在空间做三维运动。图2振动筛详细参数如下: $L_1 \sim L_6$ 分别为曲柄AB、连杆BC、摆杆CD、固定杆AD、曲柄OF、连

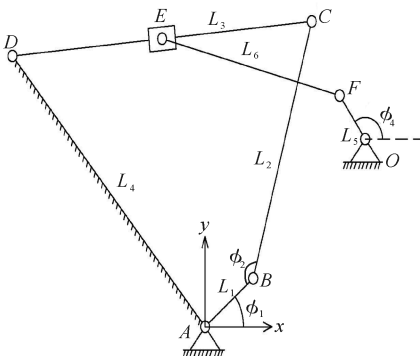


图2 二自由度振动筛机构简图

Fig.2 Structural sketch of 2-DOF vibration screen

杆EF的长度, $\theta_1$ 和 $\theta_2$ 分别为曲柄AB和曲柄OF的转角,曲柄AB初始相位角为 $\Phi_1$ ,连杆BC的角位移 $\Phi_2$ ,摆杆CD角位移为 $\Phi_3$ ,曲柄OF的初始相位角 $\Phi_4$ ,连杆EF角位移为 $\Phi_5$ 。

依据图2简化机构,初步设计的振动筛相关参数(单位mm)如下: $L_1 = 30, L_2 = 225, L_3 = 570, L_4 = 572, L_5 = 30, L_6 = 154$ ;筛面安装初始倾角为 $4^\circ$ ;筛子有效面积为 $440 \text{ mm} \times 240 \text{ mm}$ ,筛网大小为 $4 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$ ,筛选部分总层数为2层,其中上层为筛子,下层为出料底板。

## 1.3 位移方程

利用解析法对该机构建立方程求解,得出振动筛筛面上某点的轨迹方程:

B点的位移坐标方程为:

$$\begin{cases} x_B = L_1 \cos(\theta_1 + \varphi_1) \\ y_B = L_1 \sin(\theta_1 + \varphi_1) \end{cases} \quad (1)$$

根据矢量方程

$$\overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BC} = \overrightarrow{AD} + \overrightarrow{DC} \quad (2)$$

C点的位移坐标方程为:

$$\begin{cases} x_C = x_B + L_2 \cos \varphi_2 = x_D + L_3 \cos \varphi_3 \\ y_C = y_B + L_2 \sin \varphi_2 = y_D + L_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (3)$$

将(3)整理得

$$\begin{cases} L_2 \cos \varphi_2 = (x_D - x_B) + L_3 \cos \varphi_3 \\ L_2 \sin \varphi_2 = (y_D - y_B) + L_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (4)$$

$$L_2^2 = (x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2 + L_3^2 + 2(x_D - x_B) \quad (5)$$

$$L_3 \cos \varphi_3 + 2(y_D - y_B) L_3 \sin \varphi_3 + a \cos \varphi_3 + b \sin \varphi_3 + c = 0 \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{其中: } a &= 2(x_D - x_B) L_3, b = 2(y_D - y_B) L_3, \\ c &= L_3^2 + (x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2 - L_2^2 \end{aligned}$$

由此可得:

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{-bc + \sqrt{a^2 + b^2 - a^2 c^2}}{a^2 + b^2} \quad (7)$$

F点的位移坐标方程为:

$$\begin{cases} x_B = L_5 \cos(\theta_2 + \varphi_4) + x_0 \\ y_B = L_5 \sin(\theta_2 + \varphi_4) + y_0 \end{cases} \quad (8)$$

E点的位移坐标方程为:

$$\begin{cases} x_E = x_F + L_6 \cos \varphi_5 = x_D + DE \cos \varphi_3 \\ y_E = y_F + L_6 \sin \varphi_5 = y_D + DE \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (9)$$

将(9)整理得

$$\begin{cases} DE \cos \varphi_3 = (x_F - x_D) + L_6 \cos \varphi_5 \\ DE \sin \varphi_3 = (y_F - y_D) + L_6 \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (10)$$

$$\tan \varphi_3 = \frac{(y_F - y_D) + L_6 \sin \varphi_5}{(x_F - x_D) + L_6 \cos \varphi_5} \quad (11)$$

$$d \sin \varphi_5 + e \cos \varphi_5 + f = 0 \quad (12)$$

其中:  $d = L_6$ ,  $e = -L_6 \tan \varphi_3$ ,  $f = (y_F - y_D) - \tan \varphi_3 (x_F - x_D)$ 。

由此可得:

$$\varphi_5 = \arcsin \frac{-ef + \sqrt{d^2 + e^2 - d^2 f^2}}{d^2 + e^2} \quad (13)$$

E 点的位移方程:

$$\begin{cases} x_E = x_F + L_6 \cos \varphi_5 \\ y_E = y_F + L_6 \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (14)$$

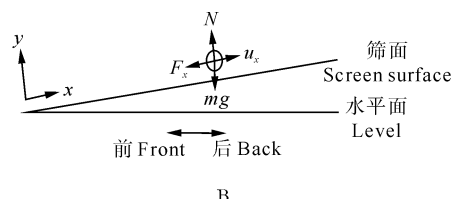
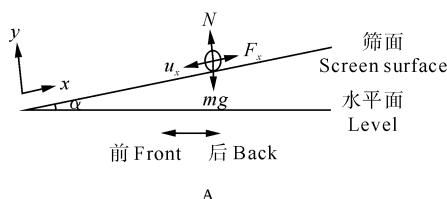
## 1.4 速度与加速度方程

对以时间  $t$  为变量的位移方程(1)~(14)两边同时求一阶和二阶导数得到对应的速度和加速度方程。筛面 E 点的速度方程为:

$$\begin{cases} \dot{x}_E = \dot{x}_F - \dot{\varphi}_5 L_6 \sin \varphi_5 \\ \dot{y}_E = \dot{y}_F + \dot{\varphi}_5 L_6 \cos \varphi_5 \end{cases} \quad (15)$$

加速度方程为:

$$\begin{cases} \ddot{x}_E = \ddot{x}_F - \ddot{\varphi}_5 L_6 \sin \varphi_5 - \dot{\varphi}_5^2 L_6 \cos \varphi_5 \\ \ddot{y}_E = \ddot{y}_F + \ddot{\varphi}_5 L_6 \cos \varphi_5 - \dot{\varphi}_5^2 L_6 \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (16)$$



A: 物料沿筛面前滑受力分析 Force analysis of material sliding toward front; B: 物料沿筛面后滑受力分析 Force analysis of material sliding toward back.

图3 物料在筛面运动分析

Fig.3 Motion analysis of material on the screen surface

1) 前滑的极限条件分析。

$$F_x = u_x + mg \sin \alpha \quad (19)$$

$$u_x = ma_x = m\omega^2 A_x \sin \omega t \quad (20)$$

$$N = (mg + m\omega^2 A_y \sin \omega t) \cos \alpha \quad (21)$$

$$F_x = N \tan \varphi \quad (22)$$

其中,  $\alpha$  为筛面倾角,  $\varphi$  为摩擦角。

将(20)、(21)、(22)代入(19),化简得:

$$\frac{\sin \omega t \cdot \omega^2 (A_x \cos \varphi - A_y \cos \alpha \sin \varphi)}{g} = \sin(\varphi - \alpha) \quad (23)$$

$$\text{令 } k_x = \frac{\omega^2 A_x}{g}, k_y = \frac{\omega^2 A_y}{g}, \text{代入(23)式得:} \quad (24)$$

$$k_x \cos \varphi - k_y \cos \alpha \sin \varphi \geq \sin(\varphi - \alpha)$$

把已知曲柄转速,  $x$  和  $y$  方向上的振幅,取筛面倾角  $\alpha = 4^\circ$ , 摩擦角  $\varphi = 31^\circ$  代入(24)可得:  $k_x = 8.52$ ,  $k_y = 4.26$ ,  $k_x \cos \varphi - k_y \cos \alpha \sin \varphi = 5.11 \geq \sin(\varphi - \alpha)$ 。

可知,该机构满足前滑条件。

## 1.5 受力方程

二自由度振动筛采用双曲柄匀速转动驱动,对筛面运动进行水平和垂直方向分解,其沿水平和竖直方向上的振幅分别为  $A_x$  和  $A_y$  的简谐振动,角频率为  $\omega$ ,初始相位为 0,假定振动筛上物料质量为  $m$ ,物料在未离开筛面前随筛面一起运动,则有:

$$x = A_x \sin \omega t \quad y = A_y \sin \omega t \quad (17)$$

$$a_x = -\omega^2 A_x \sin \omega t \quad a_y = -\omega^2 A_y \sin \omega t \quad (18)$$

其中,  $x, y$  分别为物料在水平和竖直方向上的位移,  $a_x$  和  $a_y$  分别为物料在水平和竖直方向上的加速度。

物料在筛面中的运动受重力、筛面支撑力  $N$ 、摩擦力  $F$ 、惯性力  $u$ ,基于动静力分析方法对物料沿筛面运动时前滑和后滑的极限受力分析如图 3 所示,可得出物料前滑和后滑的极限条件。

2) 后滑的极限条件分析。

$$mg \sin \alpha + F_x = u_x \quad (25)$$

同理得:

$$k_x \cos \varphi - k_y \cos \alpha \sin \varphi = 5.11 \geq \sin(\alpha + \varphi) \quad (26)$$

满足后滑条件。

3) 不抛离筛面的条件分析。

$$N \geq 0 \quad (27)$$

$$mg \cos \alpha - m\omega^2 A_y \sin \omega t \sin \alpha \geq 0 \quad (28)$$

取筛面倾角  $\alpha = 10^\circ$

$$\sin \omega t \leq 1 \quad (29)$$

$$k_y = \frac{\omega^2 A_y}{g} = 4.26 \leq \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} = 5.67 \quad (30)$$

满足不抛离筛面条件。由此可得所涉及的曲柄转速、筛面振幅和筛面倾角均满足筛分要求。

通过上述计算分析可知:筛面上物料的运动状态主要取决于曲柄转速、曲柄长度和筛面倾角等因素。为满足物料与筛面相对运动,物料不被抛离筛面,提高筛分效率,增加透筛概率,在设计过程中应

主要考虑曲柄转速、曲柄长度和筛面倾角等因素。故后文主要从振动筛筛面倾角、位移、加速度等进行仿真分析研究,对振动筛进行结构优化设计。

2 结果与分析

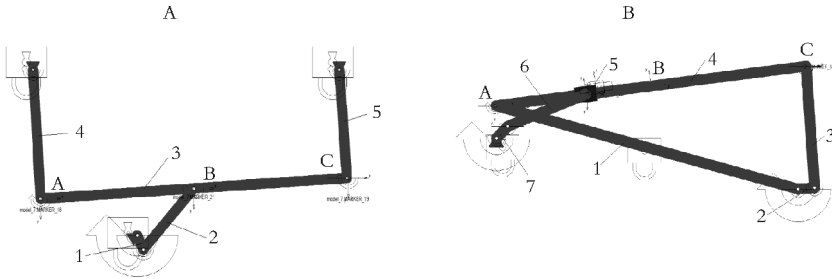
2.1 振动筛仿真模型建立

为研究振动筛输入自由度对筛面运动输出特性的影响,基于 ADAMS 仿真软件建立了单自由度和二自由度振动筛仿真模型,简化后的三维机构模型如图 4 所示,简化机构采用转动副和移动副连接,对曲柄施加转动驱动力,转速均为 60 r/min,顺时针

方向转动,同时保证建立的两个模型初始筛面倾角相同、驱动曲柄长度相同。

2.2 筛面倾角仿真

在仿真时间 1 s、步数 500 的条件下,2 个机构筛面倾角的变化测量结果如图 5 所示。由图 5 可知:单自由度振动筛筛面倾角在 4°附近呈直线变化;二自由度振动筛筛面倾角在 4°~10°之间连续变化。其原因为:由于增加了一个输入自由度,角度变化加快了物料在筛面中的运动,使筛面上的物料更易发生抛掷运动,加快了筛分后物料向排料口运动,从而提高落了筛分效率。



A:单自由度振动筛模型 Model of 1-DOF vibration screen; 1.曲柄 Crank; 2.连杆 Connecting rod; 3.筛面 Screen; 4.长摇杆 Long rocker; 5.短摇杆 Short rocker; B:二自由度振动筛模型 Model of 2-DOF vibration screen; 1.连杆 I Connecting rod I; 2.曲柄 I Crank I; 3.连杆 II Connecting rod II; 4.摇杆 Rocker; 5.滑块 Slider; 6.连杆 III Connecting rod III; 7.曲柄 II Crank II.

图 4 振动筛的仿真建模

Fig.4 Modeling of vibration screen

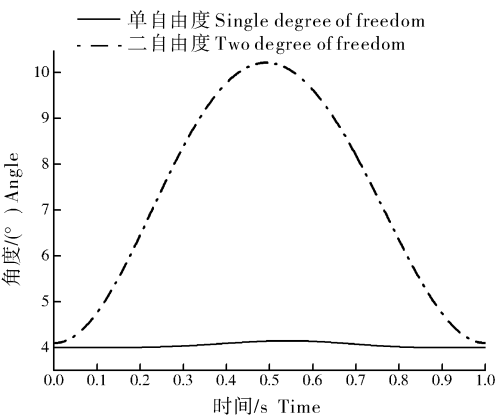


图 5 筛面倾角变化曲线

Fig.5 Curves of screen surface inclination

2.3 水平和垂直位移仿真

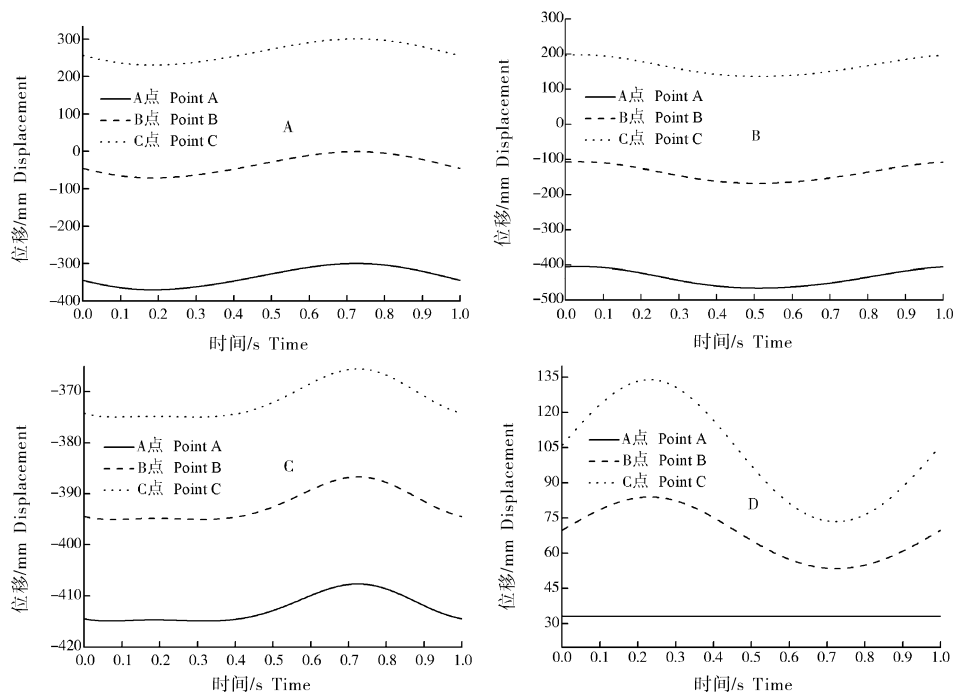
分别对单自由度和二自由度机构筛面上 3 个点(从左到右依次为 A、B、C)的水平位移和垂直位移进行测量,对筛面的位移变化进行分析研究,测量结果如图 6 所示。由图 6A、B 可知:在水平方向上,单自由度和二自由度机构上三点位移变化量均为

65 mm,其位移变化规律基本相同,因此,分析认为 2 个机构在水平方向上筛分效果相同。

由图 6C、D 可知:在垂直方向上,单自由度机构筛面上三点位移变化量均为 7.5 mm,变化范围不大,表明单自由度机构运动是带有微小抛送的往复运动;二自由度机构中 A 点代表出口处的位移,C 点代表离出口最远处的位移,筛面上各点的位移变化量在 0~60 mm 之间,离出口越远,变化范围越大。筛面垂直方向上位移变化量的不同,表示各点运动时受力不同,从而不断地改变物料运动状态。当物料刚进入筛面时,垂直方向位移变化量比较大,有利于物料刚进入筛面向后运动,防止过多的物料在进口堆积,卡塞筛面,从而降低筛分效率;当物料运动到筛面中间及出口处时,垂直方向位移变化量逐渐减小,有利于延长物料在筛面上的停留时间,增加被筛面筛分的几率,从而减少损失率。

2.4 水平和垂直加速度仿真

对单自由度和二自由度机构筛面中B点加速

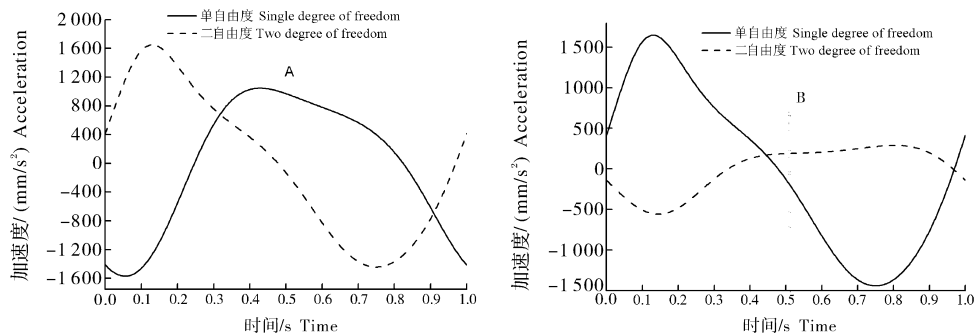


A:单自由度水平位移变化曲线 Curves of 1-DOF horizontal displacement; B:二自由度水平位移变化曲线 Curves of 2-DOF horizontal displacement; C:单自由度垂直位移变化曲线 Curves of 1-DOF vertical displacement; D:二自由度垂直位移变化曲线 Curves of 2-DOF vertical displacement.

图 6 筛面位移变化曲线  
Fig.6 Curves of screen surface displacement

度变化进行测量,加速度反映了筛面上物料的受力情况,测量结果如图 7 所示。由图 7A、B 中曲线可知:在水平方向上,二自由度机构振动筛加速度大于单自由度机构振动筛加速度,在一个周期内近似呈正弦规律变化,物料在二自由度机构筛面上水平受

力大,力的方向随时间的变化而改变,往复力有利于物料在筛子上往复运动,防止物料堆积过多而发生卡塞;在垂直方向上,一自由度机构振动筛加速度大于二自由度机构振动筛加速度,二自由度机构垂直方向上加速度小且平缓,表明物料在筛面垂直方向



A:水平方向 Horizontal direction; B:垂直方向 Vertical direction.

图 7 加速度变化曲线  
Fig.7 Curves of acceleration

上受力小且变化不大,防止物料因垂直向上的力过大而抛离筛面,减小损失率,增加物料与筛面接触的时间,从而增加了透筛概率。

3 讨 论

本研究对二自由度振动筛的主机构分别从位移、速度、加速度、物料在筛面上的受力情况等方面



进行了运动学分析,找出了影响物料运动的主要因素,该机构的物料运动满足前滑和后滑的条件,且运动过程中物料的抛掷系数始终小于临界点,确定了机构尺寸。通过单自由度和二自由度振动筛ADAMS仿真试验,得到2种振动筛筛面倾角、水平位移和加速度、垂直位移和加速度随时间的变化规律,以及2种振动筛机构筛面倾角的变化范围,验证了二自由度机构位移及加速度变化的合理性及输出自由度对筛面运动特性的影响。ADAMS仿真试验结果表明,各点水平和垂直位移的变化规律和二自由度水平加速度大于单自由度、垂直加速度小于单自由度。经过上述分析可知,二自由度机构对物料的筛分效果优于单自由度机构,为后期振动筛的优化提供了参考。本研究仅从运动学角度对二自由度振动筛试验台进行了理论分析和仿真分析,进一步研究时可考虑建立振动筛与物料碰撞模型,重点模拟不同筛面运动形式对物料筛分效果的影响及物料在筛面上的运动轨迹,并对样机进行试验设计,验证与其仿真模拟的一致性,这样可使所得结论更加准确,更切合实际。

### 参 考 文 献

- [1] 谭兆衡.国内筛分设备现状与展望[J].矿上机械,2004,32(1):34-37.
- [2] 闻邦椿,刘树英.现代振动筛分技术及设备设计[M].北京:冶金工业出版社,2013.
- [3] 焦红光,布占文,赵继芬.筛分技术的研究现状及发展趋势[J].煤矿机械,2006,27(10):8-10.
- [4] 肖爱玲,李伟.我国红枣分级技术及红枣分级机研究现状[J].农机化研究,2011,33(11):241-244.
- [5] 赵环帅,王振年.国内外高频振动筛的现状与发展趋势[J].金属矿山,2009,401(11):105-107.
- [6] 袁锐,孙宇,李庆凯,等.回转分级筛能量分析与节能减振研究[J].农业机械学报,2013,44(9):293-298.
- [7] 袁锐,孙宇,范文海,等.回转分级筛的动力学仿真研究[J].农机化研究,2012,34(12):52-55.
- [8] 邓嘉鸣,沈惠平,李菊.三维并联振动筛设计与试验[J].农业机械学报,2013,44(11):342-346.
- [9] 刘剑敏,马履中,许子红,等.振动筛两平移两转动并联机构的运动学分析[J].农业机械学报,2008,39(2):59-62.
- [10] 王成军,李耀明,马履中,等.3自由度混联振动筛的设计[J].农业机械学报,2011,42(增刊1):69-73.
- [11] 王成军,刘琼,马履中,等.棉籽颗粒在三自由度混联振动筛面上的运动规律[J].农业工程学报,2015,31(6):49-56.
- [12] 李菊,赵德安,沈惠平,等.基于输入优选的三维并联振动筛输出特性分析[J].中国机械工程,2014,25(14):1852-1857.
- [13] 沈惠平,张江涛,何宝祥.新型并联运动振动筛的筛分效率及其试验研究[J].机械设计,2011,28(2):83-86.
- [14] 李立君,胡文字,高自成,等.曲柄摇杆振动破壳油茶果粗选机运动分析及试验[J].农业工程学报,2016,32(7):28-35.
- [15] 王成军.典型农业物料在三维并联振动筛中的筛分理论与试验[D].镇江:江苏大学,2012.

## Kinematic analyses and simulation of two degree of freedom vibration screen

LU Yunsong<sup>1</sup> ZHU Ming<sup>1,2</sup> CHEN Haijun<sup>2</sup> LI Yonglei<sup>2</sup> LI Xipeng<sup>2</sup>

1.College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

2.Chinese Academy of Agricultural Engineering, Beijing 100125, China

**Abstract** A three-dimensional model of 2-DOF vibration screen was established and the working principle of this vibration screen was analyzed. The model was simplified and the motion parameters were analyzed through analyzing the displacement, velocity, acceleration and the force to improve the efficiency of the screen. The rationality of the design of 2-DOF vibration screen was confirmed. A model of 1-DOF vibration screen and 2-DOF vibration screen were established with ADAMS simulation software to verify how the output freedom affects the movement of the screen. The curves of screen surface inclination, horizontal displacement and acceleration, vertical displacement and acceleration from two different screens were obtained through simulation analysis. The horizontal acceleration of 2-DOF vibration screen was larger than that of 1-DOF. The vertical acceleration of 2-DOF vibration screen was less than that of 1-DOF. It is indicated that this design requirements is reasonable. It will provide a reference for optimizing the vibration screen.

**Keywords** vibration screen; two degree of freedom; kinematic analysis; ADAMS simulation

(责任编辑:陆文昌)