

3 自由度混联振动筛设计*

王成军¹ 李耀明¹ 马履中² 张晓庆²

(1. 江苏大学现代农业装备与技术省部共建教育部重点实验室, 镇江 212013;
2. 江苏大学机械工程学院, 镇江 212013)

【摘要】 基于并联机构的组成原理,设计了可用于颗粒物料分级的3自由度混联振动筛。振动筛主要由筛箱、振动电动机、电动机固定座、弹簧、倾角调节装置、支撑架、纵向振动链、横向振动链和底座组成。所设计的3自由度混联振动筛将筛箱的支撑和激振功能分离,筛箱的支撑采用悬挂支撑方式;以全解耦型混联机构2PRRR-P^(2R)为主体激振机构,能实现筛箱沿X、Y、Z 3个方向的振动。试验结果表明,该振动筛X、Y、Z向3个自由度的振动对分散性能平均提高了33.23%,而透筛性能平均提高了73.55%,对不同筛分物料的适应性强。

关键词: 振动筛 3自由度 并联机构 混联 设计

中图分类号: TH237+.6; S226.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)S0-0069-05

Design of Three Degree of Freedom Hybrid Vibration Screen

Wang Chengjun¹ Li Yaoming¹ Ma Lüzhong² Zhang Xiaoqing²

(1. Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education & Jiangsu Province, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China
2. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

Three degree of freedom hybrid vibration screen was designed to sort granular material based on the theory of parallel mechanism. The vibration screen composited of screen box, vibration motor, motor fixed seat, spring, angle adjusting device, support frame, longitudinal vibration chain, transverse vibration chain and base. The support and excitation function of screen box was separated. The support of screen box was suspension support. The main excitation mechanism was complete decoupling hybrid mechanism 2PRRR-P^(2R) which could realize the three dimensional vibration of X, Y and Z of the screen box. Test results showed that the three dimensional vibration of X, Y and Z of the screen box improved the performance of dispersion function by 33.23% on average and the function of leaking screen by 73.55% on average. This vibration screen has the good adaptability to various materials.

Key words Vibration screen, Three degree of freedom, Parallel mechanism, Hybrid, Design

引言

振动筛是物料颗粒分级的重要设备,目前广泛使用的是直线往复振动筛,这类振动筛由于振动自由度少,难以使颗粒物料在筛面上快速均布,影响了筛分效果和效率。由此,有学者提出将并联机构应

用于振动筛分装置的设计中^[1-2],以解决传统振动筛振动自由度少,颗粒易于堵孔和圆振动筛容易引起共振,使用寿命短和筛分性能不稳定等缺陷。

本文提出一种基于完全解耦的并联机构2PRRR-P^(2R)的3自由度混联振动筛,以混联结构2PRRR-R作为振动筛的主体激振机构,能实现筛

收稿日期: 2011-07-30 修回日期: 2011-08-26
* 国家自然科学基金资助项目(50875113)、江苏省高校自然科学基金资助项目(11KJA46002)、江苏高校优势学科建设工程资助项目(苏财教(2011)8号)和江苏省农业装备与智能化高技术研究重点实验室资助项目(BM2009703)
作者简介: 王成军,博士生,主要从事并联机构及多维振动筛分技术研究,E-mail: cumt1279@163.com
通讯作者: 李耀明,教授,博士生导师,主要从事现代农业机械设计及管理研究,E-mail: ymli@ujs.edu.cn

箱沿 X 、 Y 、 Z 3 个方向的振动,用于颗粒物料的分级,以解决现有振动筛分设备不能实现多维振动筛分等问题,且振动幅度、频度、倾角和振动自由度都能独立调节。

1 振动筛结构与工作原理

1.1 振动筛整体结构与主要参数

3 自由度混联振动筛最多可提供 X 、 Y 、 Z 3 个方向的移动共 3 个自由度的振动,既可单独实现某个自由度的振动筛分作业,也可任意组合起来进行振动筛分作业。3 自由度振动筛主要由控制系统和机械系统两大部分组成,其虚拟样机如图 1 所示,相关参数如表 1 所示。

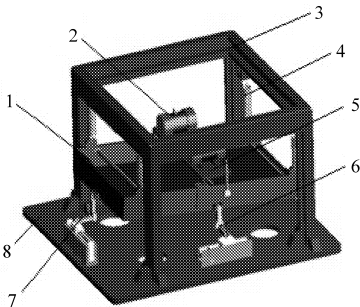


图 1 3 自由度混联振动筛虚拟样机

Fig.1 Virtual prototype of 3-DOF hybrid vibration screen

1. 筛箱 2. 振动电动机 3. 支撑架 4. 弹簧 5. 振动梁 6. 横向振动链 7. 纵向振动链 8. 底座

表 1 3 自由度混联振动筛主要参数
Tab.1 Main parameters of 3-DOF hybrid vibration screen

参数	数值	备注
振动自由度数	1~3	可任意组合
X 向最大往复振动频率/Hz	7	无极可调
Y 向最大往复振动频率/Hz	7	无极可调
Z 向最大往复振动频率/Hz	0~24.1	可调
X 向最大振幅/mm	20	无极可调
Y 向最大振幅/mm	25	无极可调
Z 向最大振幅/mm	15	无极可调
筛面长度/mm	1 600	
筛面宽度/mm	1 200	
安装角度/(°)	0~10	可调
重复精度/mm	0.1	
筛面最大负载/kg	200	

1.2 主体激振机构的设计与运动特性分析

1.2.1 主体激振机构的设计与构造

主体激振机构是 3 自由度混联振动筛机械系统的核心,主体激振机构的运动性能直接决定筛子的

运动性能,进而影响物料筛分的效率和性能。3 自由度混联振动筛的主体激振机构采用一种混联结构 $2\text{PRRR}-\text{P}^{(2\text{R})}$ 的形式,其中 2PRRR 结构为一种完全解耦的两平移并联机构。本文所涉及的两平移并联机构是以 $\text{SOC}\{-\text{P}\parallel\text{R}\parallel\text{R}\parallel\text{R}\}$ 为支路结构(图 2,符号 P 表示移动副, R 表示转动副, $\parallel$ 表示平行)。串联的 $\text{P}^{(2\text{R})}$ 是由 2 个同步反向转动的振动电动机(偏心转动)产生的沿 Z 向的往复振动。

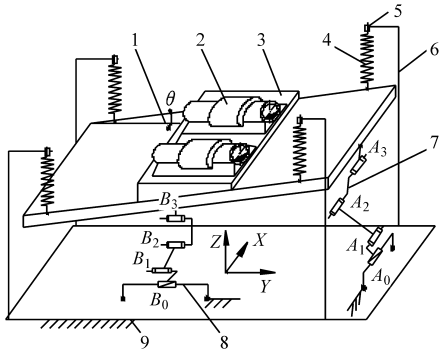


图 2 3 自由度混联振动筛结构简图

Fig.2 Structural diagram of 3-DOF hybrid vibration screen

1. 筛箱 2. 振动电动机 3. 振动梁 4. 弹簧 5. 倾角调节装置
6. 支撑架 7. 纵向振动链 8. 横向振动链 9. 底座

并联机构的运动情况取决于各相邻运动副的轴线配置方式,图 2 中每条支链中 3 个转动副的轴线都相互平行,且与移动副的轴线平行, X 向支链和 Y 向支链的移动副轴线相互垂直, Z 向激振装置的振动方向垂直于 X 、 Y 支链运动副轴线所在平面。且 $l_{A_0A_1}=l_{B_0B_1}=a$, $l_{A_1A_2}=l_{B_1B_2}=b$, $l_{A_2A_3}=l_{B_2B_3}=c$,设筛面沿 X 向长度为 $2d$,沿 Y 向的宽度为 $2e$ 。在初始位置时 $A_1A_2\perp A_2A_3$, $B_1B_2\perp B_2B_3$,点 A_3 和点 B_3 分别位于筛框相应边的中点,符号 $\perp$ 表示垂直。

1.2.2 并联激振机构的运动特性分析

空间机构自由度计算公式为

$$F = \sum_{i=1}^n f_i - \sum_{j=1}^v \zeta_j = 4 \times 2 - (4 + 2) = 2 \quad (1)$$

式中 m ——运动副数 n ——构件数

v ——基本回路(独立回路)数

f_i ——第 i 个运动副的自由度数

ζ_j ——第 j 个基本回路的独立位移方程数

$F=2$,即此并联机构的自由度为 2,该机构需要 2 个主动副,可将两个移动副作为主动副。

并联机构的每个支链的自由度均为 4,其运动输出矩阵为 3 平移 1 转动,对 2 个支链的运动输出矩阵求交集,即可得动平台的运动输出矩阵

$$\begin{bmatrix} x & y & z \\ \beta \end{bmatrix} \cap \begin{bmatrix} x & y & z \\ \alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x & y \end{bmatrix} \quad (2)$$

式(2)表明,3-PRRR 并联机构仅有两维纯平移量输出而无转动量输出,并联机构的动平台(筛框)能实现 X 、 Y 方向的移动,是 2 自由度 2 平移的并联机构。

建立如图 3 所示的坐标系 $OXYZ$,已知结构参数 a 、 b 、 c 、 d 、 e ,动平台位置参数 x 、 y ,求解位移参数 S_x 、 S_y 。根据机构的运动情况可得逆运动学方程为

$$\begin{cases} S_x = x - (d + c) \\ S_y = y - (e + c) \end{cases} \quad (3)$$

由式(3)很容易得到机构的正运动学方程

$$\begin{cases} x = S_x + d + c \\ y = S_y + e + c \end{cases} \quad (4)$$

由式(4)可知,筛框的位置参数和主动副的输入参数之间存在线性关系,筛框的速度和加速参数和主动副的输入速度和加速度参数之间存在相等关系,构成并联机构的横向振动链和纵向振动链之间是运动解耦的。

1.2.3 Z 向垂直激振装置的运动特性分析

根据图 3,将坐标原点选在筛框的质心上,设两台振动电动机上偏心块之间的初始相位差角为 $\Delta\alpha$,则根据达氏原理,可建立振动筛沿着 X 和 Z 方向的振动方程和绕质心 O 点的摆动方程为

$$\begin{cases} (m + \sum m_0) \ddot{z} + f_z \dot{z} + k_z z = 2mr\omega^2 \cos \frac{\Delta\alpha}{2} \sin\varphi \\ (m + \sum m_0) \ddot{x} + f_x \dot{x} + k_x x = 2mr\omega^2 \sin \frac{\Delta\alpha}{2} \sin\varphi \\ (J + \sum J_0) \ddot{\psi} + f_\psi \dot{\psi} + k_\psi \psi = 2mr\omega^2 L_\psi \sin \frac{\Delta\alpha}{2} \sin\varphi \end{cases} \quad (5)$$

- 式中 m ——振动筛机体质量
 J ——振动筛机体对重心的转动惯量
 m_0 ——每个振动电动机上偏心块的质量
 J_0 ——每个振动电动机上偏心块对重心的转动惯量
 r ——每个振动电动机上偏心块的偏心距
 ω ——每个振动电动机上偏心块回转角速度
 $\dot{z}$ 、 $\ddot{z}$ ——振动筛沿 Z 向振动速度、加速度
 $\dot{x}$ 、 $\ddot{x}$ ——振动筛沿 X 向振动速度、加速度
 $\dot{\psi}$ 、 $\ddot{\psi}$ ——振动筛绕质心摆动的角速度、角加速度
 f_x 、 f_z 、 f_ψ ——振动筛平动及摆动阻尼系数
 k_x 、 k_z 、 k_ψ ——振动筛平动及摆动弹簧刚度
忽略弹簧刚度的影响后,得上述方程的稳定解

$$\begin{cases} z = \lambda_z \sin(\varphi - \alpha_z) \\ x = \lambda_x \sin(\varphi - \alpha_x) \\ \psi = \theta_0 \cos(\varphi + \beta - \alpha_\psi) \end{cases} \quad (6)$$

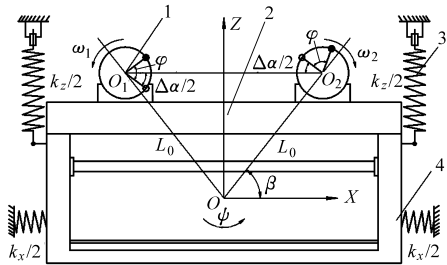


图 3 Z 向振动惯性激振装置的结构示意图
Fig. 3 Structural diagram of Z vibration inertia excitation device

1. 振动电动机 2. 振动梁 3. 悬挂装置 4. 筛框

其中

$$\begin{cases} \lambda_z = 2m_0 r \cos \frac{\Delta\alpha}{2} \cos \alpha_z / \left(m + \sum m_0 \right) \\ \lambda_x = 2m_0 r \sin \frac{\Delta\alpha}{2} \cos \alpha_x / \left(m + \sum m_0 \right) \\ \theta_0 = 2m_0 r L_0 \sin \frac{\Delta\alpha}{2} \cos \alpha_\psi / \left(J + \sum J_0 \right) \end{cases} \quad (7)$$

- 式中 λ_x 、 λ_z 、 θ_0 ——振动筛在 X 、 Z 向振动和绕质心摆动的幅度
 α_x 、 α_z 、 α_ψ ——在 X 、 Z 向振动相位差角及绕质心摆动的相位差角
 β ——振动筛质心与振动电动机中心连线与水平线之间的夹角

由式(5)、(6)和(7)可知,当两振动电动机自同步振动后 $\Delta\alpha = 0^\circ$, $x = 0$, $\psi = 0^\circ$, $z = 2m_0 r \cos \alpha_z / \left[\left(m + \sum m_0 \right) \sin(\varphi - \alpha_z) \right]$, 振动筛在 Z 向振动装置的激励下只能沿着 Z 向作直线振动往复。

由于振动筛 Z 向振动装置与并联机构之间是串联的关系,两者之间的运动相互独立,故振动筛的整个主体激振机构是完全解耦的,这为振动筛的参数计算和控制带来极大的方便。

1.3 振动链设计

横向振动链和纵向振动链构成了 3 自由度混联振动筛的主体激振机构中的并联部分 2PRRR,用于实现振动筛水平面内 X 向和 Y 向的往复直线振动,分别使筛面物料产生横向前移和纵向分散,且横向振动链和纵向振动链的结构完全相同。

振动链包括直线电动机、连接耳座、连杆、销轴、滚针轴承和端盖等,其结构如图 4 所示。连杆与连接耳座之间、连杆与连杆之间、连杆与筛框之间通过销轴和滚针轴承构成 3 个转动副,直线电动机的动子与定子之间构成 1 个移动副。

1.4 Z 向激振装置的设计

由于直线电动机不适合用作垂直方向的振动驱动动力,所以 3 自由度混联振动筛的 Z 向激振装置

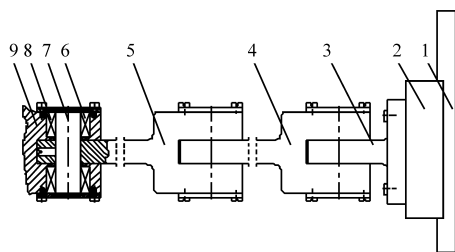


图4 振动链的结构示意图

Fig. 4 Structural diagram of vibration chain

1. 直线电动机定子 2. 直线电动机转子 3. 连接耳座 4、5. 连杆 6. 滚针轴承 7. 销轴 8. 端盖 9. 筛框

采用离心式惯性振动,动力由振动电动机提供,以满足较高频率振动的需要。 Z 向激振装置包括2个平行安装的振动电动机和振动梁,其结构如图1、3所示。振动电动机安装在振动梁上,而振动梁和筛框固连。

由于 Z 向激振装置采用双振动电动机驱动,所以当2台振动电动机作同步、反向旋转时,其偏心块所产生的激振力在各瞬时位置时沿 X 方向的分力总是相互抵消,而沿着 Z 方向的分力总是互相迭加,由此形成一个只有一个 Z 方向的激振力驱动筛子作直线运动。其两电动机轴相对筛面有一倾角, Z 向激振装置产生的激振力和物料自重力的合力作用,使物料在筛面上被抛起跳跃式向上,实现物料的分层和层间交换。

振动筛 Z 向振幅的调整主要通过调整主副偏心块的夹角。夹角变小,激振力变大,振幅变大;反之,夹角变大,激振力变小,振幅变小。而振动频率的调整主要通过变频器调整振动电动机的转速来实现。

2 测控系统

2.1 硬件系统

3自由度混联振动筛测控系统的硬件系统包括PMAC控制卡、电动机驱动器、光栅尺、转速传感器、计数卡和计算机等,其中PMAC控制卡配置100 Mbps以太网端口和RS232通信接口,其Turbo PMAC2处理器能实现32轴伺服或步进电动机的联动控制,同时提供了32个I/O以及2路模拟量的采集口。测控系统流程如图5所示。

3自由度混联振动筛 X 、 Y 、 Z 3个方向的直线往复振动分别由横向振动链、纵向振动链条和 Z 向激振装置实现。由于激振机构的完全解耦性,筛子3个自由度的振动是独立可调的。各参数的设定和修改由控制执行软件PEWin32PRO实现。

振动筛共安装2个光栅尺和1个转速传感器。其中光栅尺用来检测筛子 X 和 Y 方向的振幅和速

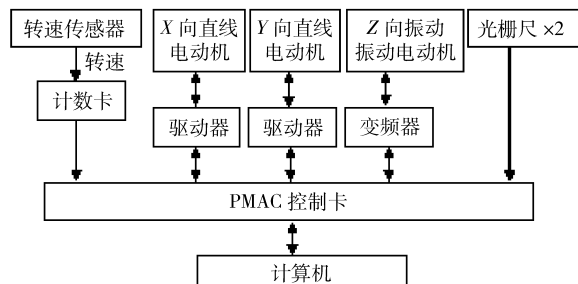


图5 测控系统流程图

Fig. 5 Flow chart of measurement and control system

度,转速传感器用来检测筛子 Z 向振动电动机的速度。

2.2 监控软件

3自由度混联振动筛系统采用基于VC++的PCOMM32PRO软件进行开发和编程,运用执行软件PEWin32PRO对试验参数进行设定、修改和保存,同时可对各电动机运行状态进行监测。试验过程中,直线电动机的位移和速度信号以及振动电动机的转速信号能够在界面中实时显示。

3 工作过程

试验前先确定筛网层数并调整好筛面倾角,换好试验用筛网,打开驱动器和控制卡的电源开关,然后通过测控系统软件将电动机使能,调节各自电动机参数回零。再根据筛分工作要求设定各电动机的输入参数,编写控制程序。

投料时从投料口加入筛分用颗粒物料,物料颗粒由筛面(X 向)一端进入筛面并随着筛面的三维振动而完成沿筛面滑移、分层、分散、层间交换和透筛等筛分过程。筛上物沿 X 方向滑移而离开筛面,筛下物通过筛孔被分离后进入接料箱或再次进入下一层筛网进行二次筛分。

4 试验验证

为了验证3自由度混联振动筛的运动性能,在自行研制的4自由度多维振动筛分试验台(图6)上对3平移3自由度振动筛的松散度和筛分性能进行试验验证。试验选取等质量(800 g)的大米、小麦和水稻3种物料,设定振幅为 ± 10 mm,振动频率为4.5 Hz,测试其在3种多自由度下分散度和透筛性能相对单自由度振动时的提高率,试验结果如表2所示。

试验结果表明, Y 方向的振动对物料的分散度影响非常明显,平均提高了48.34%,明显高于 Z 方向的振动; Y 方向和 Z 方向的振动对于物料的透筛性能影响相当; X 、 Y 、 Z 3个自由度的振动对分散性

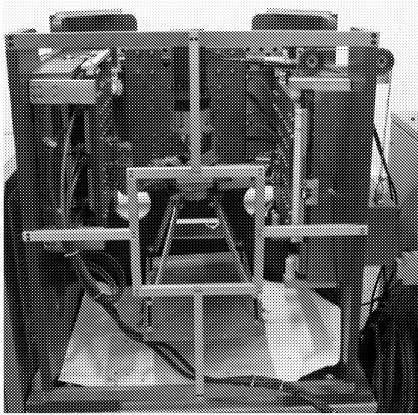


图 6 多维振动筛分试验台

Fig.6 Multi-dimensional vibration screening test bench

表 2 3 平移振动条件下物料分散度和透筛性能对比试验
Tab.2 Dispersive and screen-penetrating performance testing results on 3-DOF translational vibration condition

自由度	分散度/%			透筛性能/%		
	大米	小麦	水稻	大米	小麦	水稻
X、Y	70.00	37.02	38.00	61.13	64.96	69.20
Y、Z	42.50	15.00	12.00	61.13	64.48	68.76
X、Y、Z	55.00	19.15	25.20	65.66	77.92	77.08

能的提高(均值 33.23%)没有 X、Y 2 个自由度的振动的效果明显;X、Y、Z 3 个自由度的振动对筛分性能的提高(均值 73.55%) 优于 2 个自由度的振动(均值 65.10% 和 64.79%)。

5 结论

- (1) 从软、硬件两方面实现所设计的 3 自由度混联振动筛 X、Y、Z 3 个方向的直线往复振动筛分功能;且振幅、频率和筛面倾角等振动参数可无级调节,设备控制方便,操作简单。
- (2) 采用支撑与悬挂分离原理,使横向振动链和纵向振动链的动力负载大大减小,解决了其并联振动筛动力源体积大、成本高的问题。
- (3) Z 向激振装置采用离心式惯性振动,动力由 2 个平行安装的振动电动机提供,以满足较高频率振动的需要。
- (4) 横向振动和垂直振动有利于提高分散度和筛分效率。Y 方向的振动对物料的分散度的影响非常明显,Z 方向的振动有利于物料的分散和透筛;3 个自由度的振动对筛分性能的提高优于 2 个自由度的振动;相对单自由度振动,振动筛 3 个自由度的振动对分散性能平均提高了 33.23%,而透筛性能平均提高了 73.55%。

参 考 文 献

1 沈惠平,张会芳,何宝祥,等. 一种新型并联运动振动筛及其运动学研究及研制[J]. 机械设计,2007,24(6):34~36.
Shen Huiping, Zhang Huifang, He Baoxiang, et al. A kind of novel parallel movement vibration sieve and its kinematic research and development[J]. Journal of Machine Design, 2007,24(6):34~36. (in Chinese)

2 张会芳,沈惠平,杨廷力,等. 一种新型并联运动振动筛主机机构及其运动学分析[J]. 江苏工业学院学报,2007,19(2):38~41.
Zhang Huifang, Shen Huiping, Yang Tingli, et al. A novel main mechanism of parallel kinematic sieve and kinematics [J]. Journal of Jiangsu Polytechnic University, 2007,19(2):38~41. (in Chinese)

3 Lee Chung-Ching, Jacques M Hervé. Translational parallel manipulators with doubly planar limbs [J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(4):433~455.

4 徐立章,李耀明,张立功,等. 轴流式脱粒精选装置试验台的设计[J]. 农业机械学报,2007,38(12):85~88.
Xu Lizhang, Li Yaoming, Zhang Ligong, et al. Development on test-bed of axial threshing and cleaning unit [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(12):85~88. (in Chinese)

5 徐立章,李耀明,李洪昌,等. 纵轴流脱粒分离-精选试验台设计[J]. 农业机械学报,2009,40(12):76~79.
Xu Lizhang, Li Yaoming, Li Hongchang, et al. Development on test-bed of longitudinal axial threshing-separating-cleaning unit [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(12):76~79. (in Chinese)

6 Kim H S,Tsai L W. Kinematic synthesis of spatial 3-RPS parallel manipulators[C]//Proc. of DECT'02 ASME 2002 Design Engineering Technical Conferences. Montreal, Canada,2002:978~986.

7 Jacques Steyn. Fatigue failure of deck support beams on a vibrating screen [J]. The International Journal of Pressure Vessels and Piping,1995,61(2):315~327.

8 焦红光. 振动筛分过程解析[M]. 北京:煤炭工业出版社,2008.

9 王奎升,薛长福,徐常胜. ZZS 型钻井液自同步直线振动筛及其工作原理[J]. 石油机械,1997,25(2):1~6.
Wang Kuisheng, Xue Changfu, Xu Changsheng. Model ZZS drilling fluid selfsynchronizing straight line shale shaker[J]. China Petroleum Machinery, 1997, 25(2):1~6. (in Chinese)