doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.09.008

基于瓦特连杆的玉米精量排种器减振装置设计与试验

刘正道[1,2]　张　楠[1]　宋启瑞[1]　乌歆童[1]　闫小丽[1,2]　黄玉祥[1,2]

(1.西北农林科技大学机械与电子工程学院,陕西杨凌 712100;
2.农业农村部保护性耕作(黄河流域)机械化科研基地,陕西杨凌 712100)

摘要:玉米精量播种机高速工作过程中受地表起伏、土壤不均匀等因素影响,排种器产生随机振动,影响排种稳定性,且投种阶段种子初始速度和加速度随机分布,造成株距不均匀。为此,本文提出了一种基于瓦特连杆的减振装置,揭示了振动抑制原理,通过理论建模与动力学分析,确定了瓦特连杆悬架结构的几何参数;利用预紧弹簧和气压阻尼器构成协同减振系统,分别在高频和低频段,分析了预紧弹簧刚度和气压阻尼器阻尼系数对减振装置响应的影响;通过四因素三水平正交试验,探究了刚度、阻尼系数、激励频率及加速度对减振率的影响规律。台架试验结果表明,最优参数组合为刚度 2 371.75 N/m,阻尼系数 101.05 N·s/m。验证试验结果表明,最优参数组合在各种激励条件下加速度均方根均不超过 0.57 g,最优减振率为 63.13%,验证了该装置在排种器减振方面的有效性。

关键词:玉米精量排种器;三维振动抑制;瓦特连杆;弹簧阻尼系统

中图分类号:S223.2^{+}3　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)09-0094-11　　**OSID**:

Design and Experiment of Vibration Damping Device for Precision Corn Seeder Based on Watt's Linkage

LIU Zhengdao[1,2]　ZHANG Nan[1]　SONG Qirui[1]　WU Xintong[1]　YAN Xiaoli[1,2]　HUANG Yuxiang[1,2]

(1. *College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi* 712100, *China*
2. *Scientific Research Base for Conservation Tillage Mechanization (Yellow River Basin), Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Yangling, Shaanxi* 712100, *China*)

Abstract: During the high-speed operation of precision corn seeder, the seed metering device generated random vibrations due to factors such as ground undulation and soil heterogeneity, which affected the stability of seed metering. Additionally, the initial velocity and acceleration of seeds during dropping stage were randomly distributed, leading to uneven plant spacing. To address this issue, a vibration damping device was proposed based on the Watt's linkage, its vibration suppression principle was revealed, and the geometric parameters of the Watt's linkage suspension structure was determined through theoretical modeling and dynamic analysis. A cooperative vibration damping system composed of a pre-tensioned spring and a pneumatic damper were constructed. The influences of the stiffness coefficient of the pre-tensioned spring and the damping coefficient of the pneumatic damper on the response of the damping device were analyzed respectively in the high-frequency and low-frequency bands. A four-factor three-level orthogonal experiment was conducted to investigate the influence laws of the stiffness coefficient, damping coefficient, excitation frequency, and acceleration on the vibration reduction rate. Bench test results showed that the optimal parameter combination was a stiffness of 2 371.75 N/m and a damping coefficient of 101.05 N·s/m. Verification tests indicated that under various excitation conditions, the root mean square (RMS) acceleration of the optimal parameter combination did not exceed 0.57 g, and the optimal vibration reduction rate was 63.13%, verifying the effectiveness of the device in damping vibrations of the seed metering device.

Key words: precision corn seeder; three-dimensional vibration suppression; Watt's linkage; spring-damper system

收稿日期:2025-07-02　修回日期:2025-07-23

基金项目:国家自然科学基金项目(32101629)和陕西省重点研发计划项目(2024PT-ZCK-52)

作者简介:刘正道(1992—),男,讲师,博士,主要从事现代农业装备与技术研究,E-mail:liuzd@nwafu.edu.cn

通信作者:闫小丽(1969—),女,副教授,主要从事现代农业装备与技术研究,E-mail:yxl9212@nwsuaf.edu.cn

0　引言

精量播种是确保玉米苗齐、苗壮，提高单产的关键，播种机工作过程中受地表起伏、土壤阻力波动等影响，排种器产生颠簸和振动，尤其是在高速（>10 km/h）条件下，振动急剧增大，影响充种、携种稳定性，且造成投种阶段种子初始速度和加速度随机分布，致使株距均匀性变差[1-7]，进而影响产量。因此，开展玉米精量排种器减振方法及装置研究，减轻排种器在工作时受到的振动，对提高播种质量和产量具有重要意义。

振动调控方法可分为振动传递过程的控制、提升工作部件的抗振性能和工作部件振动的控制 3 类。振动传递过程的控制一般通过增加隔振材料，减少有害振动对系统的影响，主要用于高频振动的隔振，对排种器田间作业过程低频振动隔绝效果较差。通过优化工作部件结构，提升抗振性能，通过优化排种器结构，采用气力排种等方法，可显著提高田间振动条件下的排种性能[8-9]，但难以解决投种初始阶段振动引起的种子初速度和加速度的随机状态。工作部件振动的控制，可分为被动减振和主动振动调控。被动减振是指通过机械结构或材料自身特性（如弹簧弹性变形、阻尼器能量耗散）实现振动能量隔离与消耗，无需外部能量输入，结构简单且可靠性高，无需复杂的传感与控制模块，特别适合田间播种恶劣作业环境。魏陆顺等[10]研究了阻尼弹簧隔振结构的动态响应特性，验证了其在地震波激励下，对建筑优异的隔振性能；孙晓强等[11]分析了非线性惯容器-弹簧-阻尼（ISD）悬架系统的隔振性能，证明了其在车辆振动控制中的显著效果；韩启浩等[12]研究了浮置基础隔振系统减振效果，验证了其在地铁运行振动影响下，对量子实验室精密仪器的良好隔振性能。主动振动调控通过传感器、控制器和作动器实时监测振动并施加反向力，以抵消振动能量，如肖建军[13]设计了一种结合被动隔振与主动隔振的减振器，并验证了其对超精密加工制造领域的振动抑制效果；丁亮等[14]研究了基于压电作动器的主动振动控制技术，并分析了其在大型复杂加筋舱壁结构中的低频振动控制潜力。

为此，本文借鉴振动控制领域创新技术，针对田间振动对排种器排种性能影响的问题，结合播种机实际工况，提出一种基于瓦特连杆的玉米精量排种器减振装置。拟通过理论分析明确装置力学传递特性，结合仿真试验优化关键结构参数，最终通过台架试验验证其实际减振效果，以期为精量排种器减振装置设计与改进提供科学参考。

1　减振装置结构与工作原理

所设计基于瓦特连杆的玉米精量排种器减振装置如图 1 所示，主要由对称布置的上下瓦特连杆组、气压阻尼器和预紧弹簧等结构组成三维弹性支撑系统。上、下瓦特连杆组主要由螺杆、深沟球轴承端杆组成。作为排种器的悬架结构，将排种器总成与机架形成柔性连接，减弱机架振动对排种器的影响。预紧弹簧用于悬架结构竖直方向的固定。气压阻尼器阻尼由气缸和调速阀组成，用于稳定排种器，减小振动。

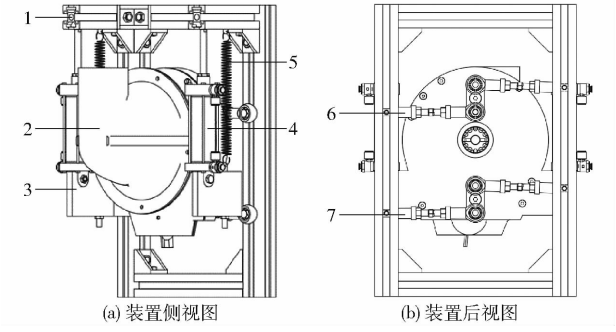


图 1　减振装置结构图

Fig. 1　Structural diagram of damping device

1. 连接壳体　2. 气压阻尼器　3. 预紧弹簧　4. 机架　5. 排种器　6. 上瓦特连杆组　7. 下瓦特连杆组

在充种阶段，种盘需稳定承接种子以保证填充效果。装置的双瓦特连杆通过耦合作用消除播种器的偏转，使种盘始终保持稳定姿态，确保种子能均匀、高效地填充种盘凹槽，从源头保障了充种环节的饱满度。进入携种阶段，种子需随种盘稳定运动，若因振动出现加速度突变，易导致种子提前脱落。此时，预紧弹簧形成弹性支撑，使排种器保持稳定水平状态，通过调节适当的弹簧刚度系数，可显著降低机构纵向振幅及加速度；搭配由双作用气缸与精密节流阀组合而成的气压阻尼系统，通过调节节流阀开度实现阻尼系数连续可调，能适应不同外部激励，进一步降低排种器振动。二者协同作用，有效抑制纵向振幅，确保种盘携种轨迹恒定，避免种子因振动脱离预设轨迹，保证了携种过程的可靠性。投种阶段，种子投放的稳定性直接影响株距精度。装置通过对称布置的瓦特连杆组，可保证排种器在受到外部激励时无横向位移，且仅有小幅度纵向位移，这一特性有效保障了投种阶段种子的水平初速度一致性，从而降低株距偏差，显著提升播种均匀性。此外，该结构仅包含转动副和连杆，整体结构简单，抗尘土、工作可靠，尤其适应田间恶劣播种环境。

2　关键机构设计

2.1　瓦特连杆悬架机构设计

瓦特连杆悬架机构因其独特的运动学特性成

为减振领域优选方案。该机构通过纯转动副实现精确直线导向,特别适用于短行程振动抑制场景。例如新型机器人手部或腿部结构[15-18]、医疗康复器械机构[19-20]、重力补偿器机构[21]、航天着陆器缓冲机构[22]、运输装置悬架[23]以及船舶悬架[24]等。瓦特连杆构成的悬架机构耐用、空间利用率高、稳定可靠、运动路径可控[25]和运行阻力小的优点使其适合作为紧凑型减振系统的悬架结构,其运动特性如图 2 所示,在一定范围内,运动体只发生竖直方向位移,而水平位移很小。其运动特性能够降低种子从排种器投出的水平初速度,从而减少了种子与投种管的碰撞及落地后弹跳,最终使得播种间距更加均匀,为玉米精量播种提供解决方案。

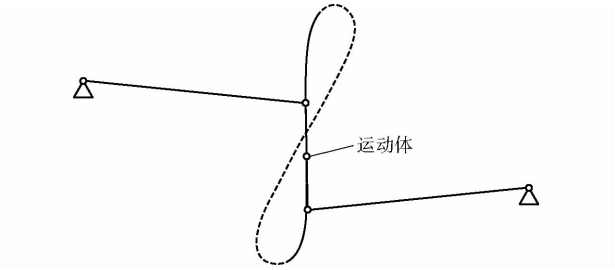


图 2 瓦特连杆运动特性

Fig. 2 Kinematic characteristics of Watt's linkage

瓦特连杆杆长以及左右两支点的相对位置直接影响了排种器运动轨迹。为了找到一个合适的长度搭配,根据播种机安装范围,建立如图 3 所示模型。简化模型:两根相同长度长连杆长度设为 L_1,中间短杆长度为 L_2,上下两转动副高度差为 Δh。按照播种机安装尺寸,设最大横向尺寸为 $L_{max}=250$ mm,纵向安装尺寸 $H_{max}=500$ mm。

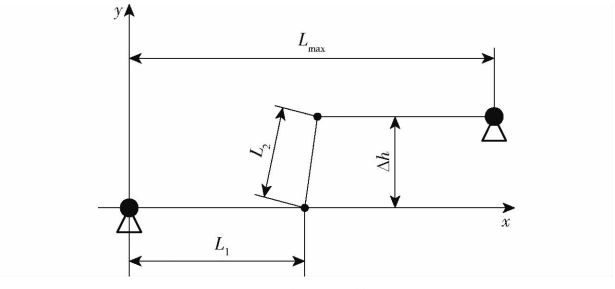


图 3 瓦特连杆模型图

Fig. 3 Watt's linkage model

定义当两根长杆水平放置时,短杆恰好连接上下两长杆为初始状态。可得短杆长度为

$$L_2=\sqrt{(L_{max}-2L_1)^2+(\Delta h)^2} \tag{1}$$

设短杆下端点坐标为(x_1,y_1),短杆上端点坐标为(x_2,y_2),短杆中点坐标为(x_3,y_3)。

可得

$$\begin{cases} x_1^2=L_1^2-y_1^2 \\ L_1^2=(x_2-L_{max})^2+(y_2-\Delta h)^2 \\ L_2^2=(x_1-x_2)^2+(y_1-y_2)^2 \\ x_3=\dfrac{x_1+x_2}{2} \\ y_3=\dfrac{y_1+y_2}{2} \end{cases} \tag{2}$$

根据建立的模型和方程,使用 Matlab 软件进行计算,绘制出当短杆向上运动时,短杆中心运动轨迹,如图 4 所示。

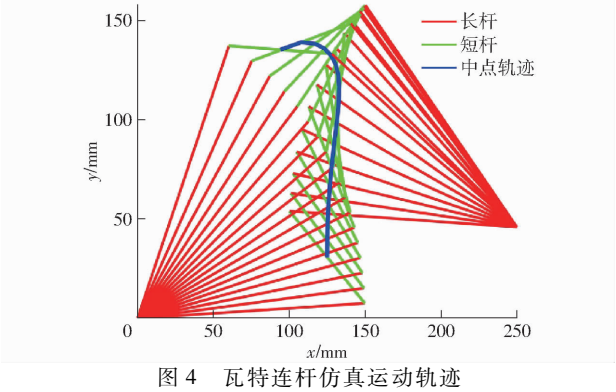


图 4 瓦特连杆仿真运动轨迹

Fig. 4 Simulation of motion trajectory of Watt's linkage

播种机振动幅度一般最大为 20 mm,为了满足在精密播种机工作时的播种要求,并留有一定裕度,设定瓦特连杆半行程为 15 mm,有

$$\Delta y_3 \leqslant 15 \text{ mm} \tag{3}$$

式中 Δy_3——短杆中点竖直方向移动距离,mm

杆中心沿水平方向移动距离 Δx_3 一定程度地表示了瓦特连杆竖直运动情况。Δx_3 越小,说明其水平偏移越小,更加有利于减小排种器水平速度,从而抑制种子水平速度,减少弹跳。

为了研究 L_1、Δh 与 Δx_3 之间的关系,取 L_1 和 Δh 为变量,其变化情况如表 1 所示。

表 1 变量区间

Tab. 1 Variable interval mm

参数	最小值	最大值
L_1	120	150
Δh	20	60

通过 Matlab 计算得到在该范围内 L_1、Δh 与瓦特连杆水平偏移 Δx_3 的关系,如图 5 所示。

根据关系图发现水平偏移量均小于 0.4 mm,为了尽可能地减小水平偏移量,选择长杆长度 $L_1=130$ mm,短杆长度 $L_2=46$ mm。

为了机体不发生轴向旋转,满足精量播种排种间距要求,设置 2 组完全一致的瓦特连杆来消除绕 Z 轴旋转自由度,保证机构整体自由度 $F=1$。两组

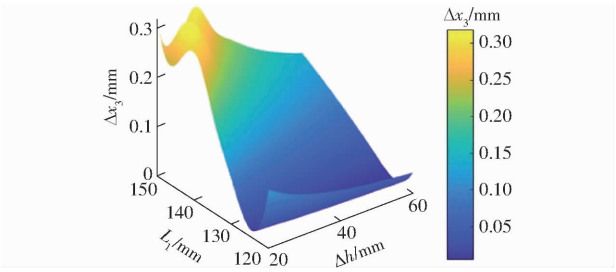


图 5　Δx_3 和 L_1、Δh 的关系曲面

Fig. 5　Relationship between Δx_3 and L_1 and Δh

瓦特连杆以镜像方式对称安装在机构上下两侧。当一侧连杆因侧向力产生顺时针旋转力矩时，另一侧连杆会因相同力产生逆时针力矩。由于 2 组连杆的几何参数完全对称，这 2 个力矩大小相等、方向相反，从而在整体上相互抵消，使总力矩为零，消除了 Z 轴旋转。保证了机体只会在竖直方向运动，消除横向偏移，最大程度地保证精量播种要求，其结构简图如图 6 所示。

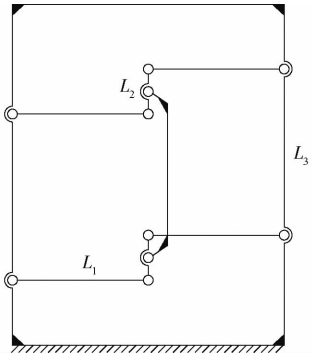


图 6　基于瓦特连杆的排种器减振装置结构简图

Fig. 6　Schematic of vibration damping device of seed discharger based on Watt's linkage

2.2　悬架系统参数确定

本研究设计的弹性悬挂系统由预紧弹簧和气压阻尼器构成协同减振机制。通过优化预紧弹簧刚度实现竖直方向定位与振动缓冲双重功能，确保排种器保持稳定姿态。气压阻尼器采用可调式节流阀设计，通过阻尼系数调节动态耗散振动能量。为确定减振效果最佳的预紧弹簧刚度和气压阻尼器阻尼系数，需基于田间作业工况构建排种器振动特征模型。

2.2.1　排种器振动理论模型

当播种机在田间作业时，其振动特性的自相关函数呈正、余弦函数分布[26-27]，假设播种机工作地面纵断面的起伏按余弦规律变化，每个沿播种行方向的波长为 T_g、地面相对于基准平面的幅值为 X_g。

播种机单体物理模型如图 7 所示。为了对播种机振动系统模型进行合理简化，忽略部分次要影响因素，需在建立振动数学模型前进行如下假设：①免耕播种单体的各个部件均为刚体。②播种开沟器刚度、播种限深轮刚度和覆土镇压轮刚度为位移线性函数。③播种开沟器、播种限深轮和覆土镇压轮与土壤和秸秆的相互作用所产生的阻尼为速度的线性函数，且与地面始终保持接触、无弹跳。④研究播种机垂直振动，忽略横向振动。⑤播种单体通过平行四边形结构与拖拉机连接，触土部件包括：开沟器和覆土镇压轮。⑥排种器与开沟器通过本振动调控装置相连接，分离排种器与开沟器振动，不属于刚性连接。根据数学假设，其田间作业振动系统模型可简化为图 8 所示模型。

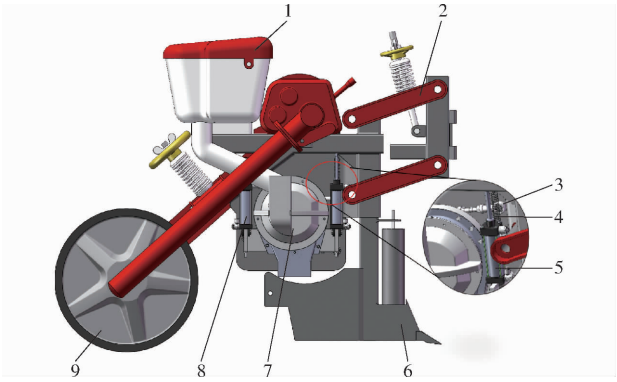


图 7　播种机单体物理模型

Fig. 7　Physical model of seeder unit

1. 种箱　2. 仿形机构　3. 瓦特连杆　4. 拉簧　5. 气缸阻尼器　6. 开沟器　7. 排种器　8. 振动调控装置　9. 覆土轮

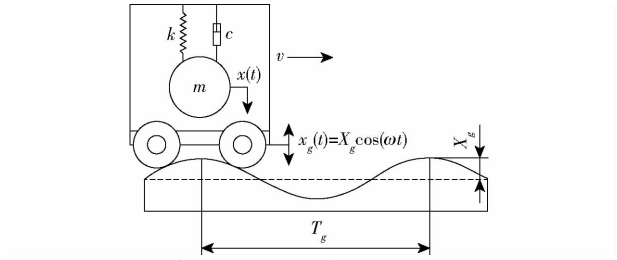


图 8　免耕排种机田间作业的振动系统模型

Fig. 8　Vibration system model of no-tillage planter in field

图 8 中 v 为播种机作业速度（单位：m/s）；T_g 为沿播种行方向波长（单位：m）；X_g 为地面相对于基准平面的幅值（单位：m）；m 为排种器质量（单位：kg），对应图 7 播种单体中的排种器，通过背部瓦特连杆悬架与机架连接；k 为系统弹簧刚度（单位：N/m）；c 为系统阻尼系数（单位：N·s/m），两者分别对应图 7 中的拉簧和气缸阻尼器，使得排种器与机架相互作用。此外，$x(t)$ 为排种器绝对位移（单位：mm）；ω 为激励力角频率（单位：rad/s）；t 为排种器作业时间（单位：s）；$x_g(t)$ 为排种器受到的地面激励（单位：mm）。播种机所受到的简谐激励可表示为

$$x_g(t) = X_g\cos(\omega t) \tag{4}$$

其中

$$\omega = 2\pi\frac{T_g}{v} \tag{5}$$

令排种器绝对位移为 $x(t)$,由于排种器通过弹簧阻尼和机架相互作用,因此其动力平衡方程为

$$m\ddot{x}(t)+c(\dot{x}(t)-\dot{x}_g(t))+k(x(t)-x_g(t))=0 \tag{6}$$

将式(4)代入式(6),整理可得

$$m\ddot{x}(t)+c\dot{x}(t)+kx(t)=kX_g\cos(\omega t)-c\omega X_g\sin(\omega t) \tag{7}$$

将等式右侧三角函数进行合并,整理得排种器在田间作业条件下振动系统绝对运动方程为

$$m\ddot{x}(t)+c\dot{x}(t)+kx(t)=X_g\sqrt{k^2+(c\omega)^2}\cos(\omega t+\arctan(c\omega/k)) \tag{8}$$

则式(8)可整理为

$$m\ddot{x}(t)+c\dot{x}(t)+kx(t)=F_d\cos(\omega t+\alpha) \tag{9}$$

其中

$$\begin{cases}X_g\sqrt{k^2+(c\omega)^2}=F_d\\ \arctan(c\omega/k)=\alpha\end{cases} \tag{10}$$

将式(10)两边分别除以排种器质量 m,则免耕排种器振动方程简化为

$$\ddot{x}(t)+2\zeta\omega_0\dot{x}(t)+\omega_n^2x(t)=\Delta_{st,d}\omega_n^2\cos(\omega t+\alpha) \tag{11}$$

其中

$$\begin{cases}\omega_n=\sqrt{\dfrac{k}{m}}\\ \zeta=\dfrac{c}{2m\omega_0}=\dfrac{c}{2\sqrt{mk}}\\ \Delta_{st,d}=\dfrac{F_d}{k}=\dfrac{F_d}{m\omega_n^2}\end{cases} \tag{12}$$

式中 F_d——系统激励力幅值,N

α——系统激励相位差,rad

ω_n——系统无阻尼状态固有频率,Hz

ζ——系统黏性阻尼系数

$\Delta_{st,d}$——系统净位移,m

由于免耕播种机工作过程的振动系统中有阻尼的作用,使系统中的瞬态振动很快被衰减为零,最终只保留稳态振动。为求解排种器田间作业稳态振动响应,设免耕排种器振动方程特解为

$$x(t)=X\cos(\omega t-\varphi) \tag{13}$$

式中 X——振幅,m φ——初相位,rad

将式(13)代入式(11)中,可得

$$X[(\omega_n^2-\omega^2)\cos(\omega t+\alpha-\varphi)-2\zeta\omega_n\omega\sin(\omega t+\alpha-\varphi)]=\Delta_{st,d}\omega_n^2\cos(\omega t+\alpha) \tag{14}$$

对式(14)中三角函数进行合并,解得

$$\begin{cases}X=\dfrac{X_g\sqrt{1+(2\zeta\lambda)^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+(2\zeta\lambda)^2}}\\ \varphi=\arctan\dfrac{2\zeta\lambda}{1-\lambda^2}\end{cases} \tag{15}$$

其中 $\lambda=\omega/\omega_n$

式中 λ——激励力频率 ω 与系统无阻尼状态固有频率 ω_n 比值

于是,排种器振动系统稳态解为

$$x(t)=\frac{X_g\sqrt{1+(2\zeta\lambda)^2}}{\sqrt{(1-\lambda)^2+(2\zeta\lambda)^2}}\cos\left(\omega t+\arctan(c\omega/k)-\arctan\frac{2\zeta\lambda}{1-\lambda^2}\right) \tag{16}$$

时域特征参数中的振动加速度均方根(RMS)作为评价振动幅值的标准[28]。将排种器位移稳态解求二阶导后,对其平方积分求均值得到均方根

$$R_{MS}=\sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T\left(\frac{\mathrm{d}^2x(t)}{\mathrm{d}t^2}\right)^2\mathrm{d}t} \tag{17}$$

减振率 η 计算式为

$$\eta=\left(1-\frac{\sqrt{1+(2\xi\lambda)^2}}{\sqrt{(1-\lambda)^2+(2\xi\lambda)^2}}\right)\times100\% \tag{18}$$

由此可以发现,减振率 η 与激励力角频率 ω、排种器质量 m、系统弹簧刚度 k 和系统阻尼系数 c 有关。

2.2.2 关键参数理论计算

装置选用美国 Precision Planting 公司指夹式排种器,该排种器纵向最大长度约为 300 mm,横向最大长度约为 240 mm。经过测量,包含排种器和瓦特连杆悬挂机构的高速精量排种器减振装置总质量 $m=7.6$ kg。排种器最大横向安装尺寸为 $L_{max}=250$ mm,纵向最大安装尺寸 $H_{max}=500$ mm。预紧弹簧原长为 $L_0=150$ mm,其与排种器固定点与排种器最低点距离 $\Delta h=150$ mm。

根据有关排种器振动特性,发现包括旋耕机播种机中排种器受到的振动频率为 1 ~ 20 Hz,振动加速度为(0.1 ~ 1.5) g,振幅 X_g为0 ~ 15 mm[29]。

预紧弹簧静止最长长度为

$$L_{s,max}=H_{max}-(X_{g,max}+\Delta h) \tag{19}$$

则预紧弹簧最小刚度为

$$k_{min}=mg/(L_{s,max}-L_0) \tag{20}$$

临界阻尼系数 $\zeta=1$。排种器响应不会有振荡,且能在较短时间内稳定到最终值。这是理想的响应状态。其阻尼系数计算方法为

$$c=2\sqrt{mk} \tag{21}$$

最终得到 $L_{max}=330$ mm,$k_{min}=565.38$ N/m,$c=131.1$ N·s/m。

2.2.3 基于稳态解的 Matlab 仿真计算

由于减振率 η 与激励振幅 X_g无关,选取激励频率 f 从 1 Hz 到 20 Hz 的情况进行计算。

基于预紧弹簧刚度最小值和临界阻尼系数,进

行单因素 k 分析。选取的计算条件如表 2 所示，计算结果如图 9 所示。

表 2　预紧弹簧刚度计算参数

Tab. 2　Calculation parameters of preload spring stiffness

刚度/(N·m^{-1})	临界阻尼系数/(N·s·m^{-1})	固有频率/Hz	激励频率/Hz
600	135	1.41	
800	156	1.63	
1 000	174	1.83	1 ~ 20
1 200	191	2.00	
1 400	206	2.16	
1 600	220	2.31	

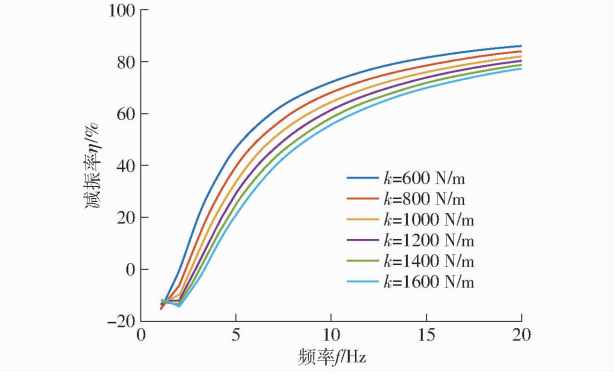


图 9　不同刚度下减振率与激振频率关系曲线

Fig. 9　Curves of relationship between vibration damping rate and excitation frequency under different stiffness coefficients

根据其减振率的变化可以发现，系统减振率与刚度 k 呈负相关，在低频段(1 ~ 3 Hz)尤为显著，不同的刚度减振率最多可以相差 25 个百分点左右。该现象源于系统固有频率(1.4 ~ 2.3 Hz)与低频激励产生的共振效应，导致低频段出现振动放大现象，使得减振率降低。

随着频率升高，系统减振率快速增大，在 8 Hz 左右，增幅可达约 65 个百分点。在高频段(>10 Hz)各刚度的减振率差异收敛至 10% 以内。其原因是高频激励下系统难以有效跟随激励变化，响应存在滞后，且幅度相对偏小。对于这种情况，质量-弹簧系统固有频率主要决定系统振动行为，而高频激励不能有效地传递能量到系统，因此，系统振动幅度将受到限制。

上述优化研究表明，当刚度 k 取最小值时系统综合减振效果最优。构建以 $k_{min}=565$ N/m 为基准的阻尼系数匹配方案，在亚临界阻尼区间，以初始值为 10 N·s/m，步长为 40 N·s/m，取小于临界阻尼的 4 个 c 值，进行计算，得到结果如图 10 所示。

根据结果发现在 1 ~ 3 Hz 阶段，阻尼系数增大导致减振率下降，特定工况下呈负值效应。该现象表明较小的阻尼无法有效抵消低频冲击，难以达到

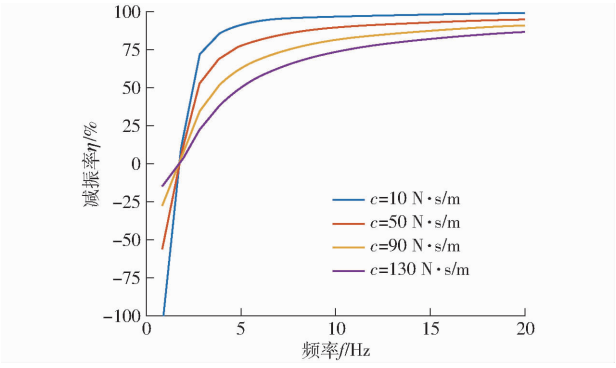


图 10　不同阻尼系数下减振率与激振频率关系曲线

Fig. 10　Curves of relationship between vibration reduction rate and excitation frequency under different damping coefficients

良好的减振效果。在高频阶段，阻尼越低减振率越高，均可达到 80%。一般情况下，欠阻尼系统响应速度较过阻尼系统更快，而超调量较小，可以找到最优解。传统稳态分析难以解释该反常现象，需通过瞬态动力学分析揭示系统动态响应特性。

瞬态解即为齐次方程的解，其动力学方程为

$$m\ddot{x}(t)+c\dot{x}(t)+kx(t)=0 \tag{22}$$

这是一个二阶常微分方程。为了求解齐次方程，可以假设解的形式为 $x(t)=e^{\gamma t}$，代入式(22)并得到特征方程

$$m\gamma^2+c\gamma+k=0 \tag{23}$$

故可得到其根为

$$\lambda=\frac{-c\pm\sqrt{c^2-4mk}}{2m} \tag{24}$$

由于研究的系统为欠阻尼系统，即 $c^2<4mk$，故根为虚根，设

$$\gamma=\alpha\pm i\beta \tag{25}$$

其中

$$\begin{cases}\alpha=\dfrac{-c}{2m}\\ \beta=\dfrac{\sqrt{4mk-c^2}}{2m}\end{cases} \tag{26}$$

对于欠阻尼系统，其解的形式设为

$$x(t)=Ae^{-\alpha t}\cos(\beta t+\varphi) \tag{27}$$

取初状态

$$\begin{cases}x(0)=X_g\\ \dot{x}(0)=0\end{cases} \tag{28}$$

解得

$$\begin{cases}A=\sqrt{X_g^2+\left(\dfrac{X_g\alpha}{\beta}\right)^2}\\ \varphi=\arctan\dfrac{-\alpha}{\beta}\end{cases} \tag{29}$$

取同样的 c 值，$X_g=20$ mm，进行瞬态解仿真计算，绘制图像如图 11 所示。

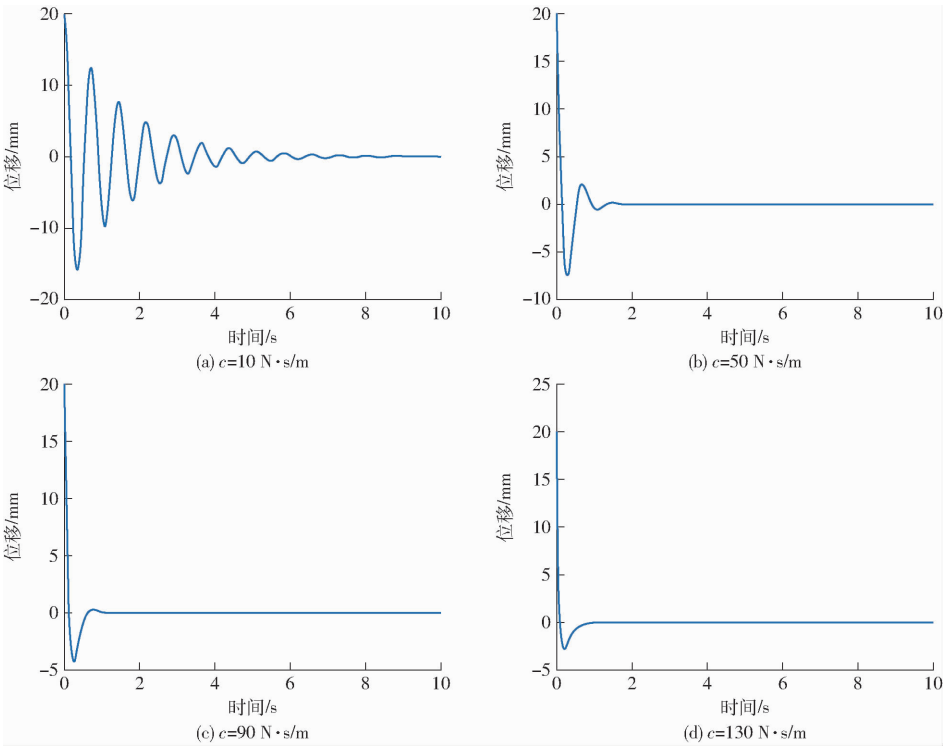


图 11 不同 c 值的瞬态响应图

Fig. 11 Transient response plots with different c values

可以发现,阻尼过低时会导致响应时间延长 5 s 以上,虽然稳态解的减振率较高,但是瞬态解会导致其振幅较大,并且导致排种器姿态不稳定,响应速度较慢。选取临界阻尼可以使得系统在 0.8 s 内达到稳态,并减小振动幅度。

3 台架试验

采用振动台架试验评估减振系统参数优化效果。通过对比排种器与振动平台加速度响应特征,找到所提出的减振系统弹簧刚度和阻尼系数最佳组合以及对排种器振动的控制效果。

3.1 试验条件

垂直方向的振动对排种器播种效果有着重要影响,为了模拟真实田间作业振动环境,以深入研究减振系统在这种特定振动条件下的减振性能。

搭建了一个垂直振动试验台,来模拟田间作业环境下的振动。选用苏州东菱振动试验仪器有限公司 ES-20LS3-340 型振动试验台。将本减振装置安装到振动试验台上,试验地点位于西北农林科技大学车辆工程实验室,如图 12 所示。

通过 2 个加速度传感器分别采集振动台台体和排种器加速度信息。传感器选择压电式加速度计,加速度检测精度分别为 31.75、30.85 pc(在单位重力加速度作用下),可以采集单个竖直方向的加速度信号。将试验中振动平台振动视作排种器工作时受到的激励,而排种器振动视为响应。

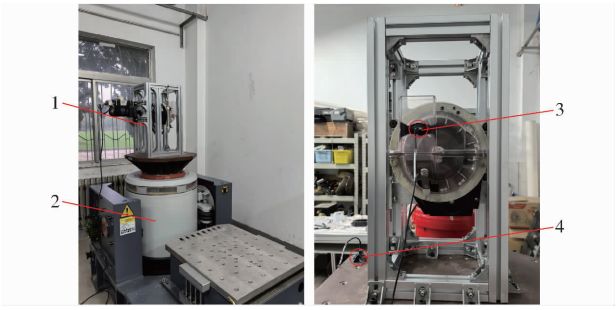


图 12 振动试验装置图

Fig. 12 Diagram of vibration test setup

1. 减振装置 2. 振动台台体 3. 排种器加速度计 4. 台体加速度计

3.2 试验方法

选取总刚度、总阻尼系数、激励频率和激励加速度作为试验因素。由于减振装置配置了一对预紧弹簧和气压阻尼器,其总刚度为 2 根预紧弹簧刚度之和;总阻尼系数为 2 个气压阻尼器阻尼系数之和;激励频率为振动台频率;激励加速度为振动台加速度。

根据桑伢员[30]对玉米茬地、小麦茬地和翻耕地播种机振动特性的频域分析,当作业速度为 0 ~ 20 km/h 时,系统振动主频主要分布在 5 ~ 11 Hz 区间。本试验将激励频率设定为 5、8、11 Hz 3 个水平。在排种器动力学特性研究方面,王奇等[31]通过加速度测试发现,当免耕播种机前进速度提升至 5 ~ 9 km/h 时,排种器所受最大加速度呈 0.2 g ~ 1.2 g 的波动范围。此外,张晨明[29]针对旋耕作业工况的

研究表明，在旋耕机复合运动作用下，排种器最大加速度峰值可达 1.6 g。综合上述研究成果，选取 0.1 g、0.8 g 和 1.5 g 作为激励加速度的 3 个水平。在系统动力学参数的选择上，总刚度和总阻尼系数的取值范围依据理论模型计算结果确定。各试验参数的具体设置详见表 3。

表 3　试验因素编码

Tab.3　Experimental parameters

编码	因素			
	总刚度/($N\cdot m^{-1}$)	总阻尼系数/($N\cdot s\cdot m^{-1}$)	激励频率/Hz	激励加速度
-1	630	90	5	0.1g
0	1 620	245	8	0.8g
1	2 610	400	11	1.5g

3.3　试验指标

王奇等[31]发现播种合格率和振动加速度呈负相关，黄小珊[32]发现播种合格率与振动幅度呈负相关。因此减振装置的主要目的是为减小排种器的振动幅度和振动加速度，使其处于稳定的工作状态，最终减少振动对排种性能的影响。因此选取减振率作为评价指标，其计算式为

$$\eta = \left(1 - \sqrt{\sum_{T}\left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2}\right) \times 100\% \tag{30}$$

式中　a_1——排种器加速度，m/s^2

a_2——振动试验台加速度，m/s^2

3.4　试验结果与分析

振动试验结果如表 4 所示，表中 A、B、C 和 D 分别为总刚度、总阻尼系数、激励频率和激励加速度编码值。试验过程中振动试验台需经历起振、稳定振动以及减速停止 3 个阶段，为提高试验准确性，截取稳定振动阶段的数据进行分析。

应用 Design-Expert 软件对试验结果进行多元回归拟合分析，得到去除不显著项减振率 Y 的二次多项式回归模型为

$$Y = 18.92 + 10.80A - 6.58B + 7.97C + 13.13BD - 11.19C^2 + 17.79D^2 \tag{31}$$

由表 5 可知，该回归模型 P 值小于 0.01，说明模型显著。总刚度的 P 值小于 0.01，说明其对减振率具有极显著影响。总阻尼系数、激励频率的 P 值均小于 0.05，说明其对减振率具有显著影响，其贡献度由大到小分别为：总刚度、激励频率、总阻尼系数。

根据回归模型分析结果，绘制 BD 交互影响 3D 响应曲面，如图 13 所示。激励加速度为 0.1 g 时，减振率随总阻尼系数增大基本保持不变；激励加速度为 1.5 g 时，减振率随总阻尼系数的增大显著减小。总阻尼系数为 90、400 N·s/m 时，减振率随激励加速度增大先减小后增大。激励加速度和阻尼系数的交互作用对响应值的影响与方差分析结论一致。

表 4　振动试验方案和结果

Tab.4　Vibration test scheme and results

编号	因素				减振率
	A	B	C	D	Y/%
1	0	1	0	-1	43.88
2	0	-1	0	1	66.95
3	1	0	1	0	26.14
4	1	1	0	0	18.81
5	-1	0	0	1	6.66
6	0	0	0	0	18.12
7	0	0	0	0	22.27
8	0	-1	-1	0	2.05
9	0	0	0	0	19.58
10	-1	0	0	-1	16.55
11	0	0	-1	-1	26.88
12	1	-1	0	0	33.24
13	0	1	0	1	38.30
14	-1	0	-1	0	-15.79
15	0	1	1	0	-11.07
16	0	0	0	0	17.29
17	0	1	-1	0	-16.79
18	0	0	-1	1	23.13
19	0	-1	0	-1	20.03
20	1	0	0	1	52.35
21	0	0	1	1	37.27
22	-1	1	0	0	12.03
23	-1	-1	0	0	6.27
24	0	-1	1	0	38.61
25	1	0	0	-1	27.47
26	0	0	0	0	17.36
27	-1	0	1	0	8.47
28	0	0	1	-1	24.43
29	1	0	-1	0	8.75

利用 Design-Expert 寻找减振系统最优参数。目标函数为

$$\begin{cases} \max Y(A,B,C,D) \\ \text{s.t.} \begin{cases} -1 \leqslant A \leqslant 1 \\ -1 \leqslant B \leqslant 1 \\ -1 \leqslant C \leqslant 1 \\ -1 \leqslant D \leqslant 1 \end{cases} \end{cases} \tag{32}$$

经求解，最优参数组合为：刚度 2 371.75 N/m、阻尼系数为 101.05 N·s/m，系统减振率最高可达 67.42%。

3.5　验证试验

由上述试验可以发现，不同的参数组合在不同激励条件下的减振率差异显著，为了验证刚度 2 371.75 N/m、阻尼系数 101.05 N·s/m 的装置面对

表5 减振率二次多项式模型方差分析

Tab. 5 Analysis of variance for quadratic polynomial model of vibration reduction rate

方差源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	8 202. 83	14	585. 92	5. 30	0. 001 8 **
A	1 399. 03	1	1 399. 03	12. 66	0. 003 2 **
B	519. 95	1	51 995	4. 70	0. 047 8 *
C	761. 93	1	761. 93	6. 89	0. 020 0 *
D	356. 64	1	356. 65	3. 23	0. 094 0
AB	134. 44	1	134. 44	1. 22	0. 288 6
AC	11. 79	1	11. 80	0. 11	0. 748 7
AD	302. 23	1	302. 24	2. 73	0. 120 4
BC	237. 77	1	237. 78	2. 15	0. 164 5
BD	689. 06	1	689. 06	6. 23	0. 025 6 *
CD	68. 80	1	68. 81	0. 62	0. 443 2
A^2	143. 43	1	143. 43	1. 30	0. 273 7
B^2	19. 13	1	19. 14	0. 17	0. 683 6
C^2	811. 65	1	811. 66	7. 34	0. 016 9 *
D^2	2 053. 17	1	2 053. 18	18. 58	0. 000 7 **
残差	1 547. 25	14	110. 52		
失拟项	1 529. 86	10	152. 99	35. 19	
纯误差	17. 38	4	4. 35		
总和	9 750. 08	28			

注：* 表示影响显著（$0.01 \leqslant P < 0.05$）；** 表示影响极显著（$P < 0.01$）。

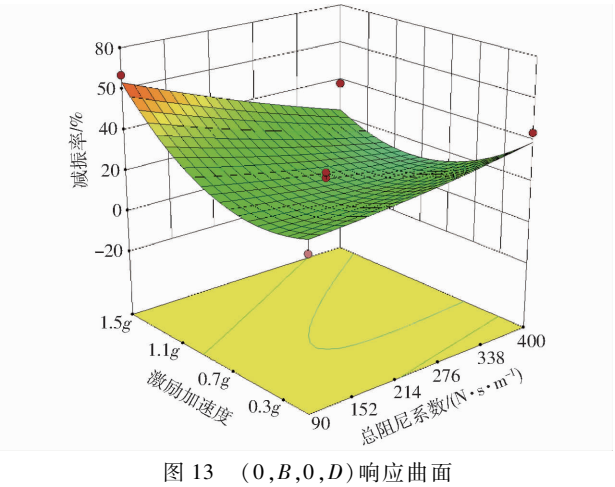


图 13 $(0,B,0,D)$响应曲面

Fig. 13 $(0,B,0,D)$ response surface

各种激励下的减振效果，选取激励频率与激励加速度作为变量，选取排种器加速度均方根和减振率作为指标，并进行验证试验，其试验条件和试验结果如表 6 所示。

根据验证试验结果可以发现，该最优参数组合在各个振动条件下排种器振动加速度均方根均被抑制到 0. 57 g 以下，最优条件下减振率达 63. 13%。根据王奇等[31]研究，排种器加速度被抑制到 0. 57 g 时，播种合格率可达 90% 以上。黄与霞[3]利用动力吸振器在理论上证明了其对排种器的减振率可达 50%，在台架上试验验证了本设计可减少排种器振动 63. 13%。

表 6 验证方案和结果

Tab. 6 Validation protocol and results

编号	因素		排种器加速度均方根	减振率/%
	激励频率/Hz	激励加速度		
1	5	0. 1g	0. 072 6g	25. 04
2	5	0. 8g	0. 386 1g	32. 54
3	5	1. 5g	0. 563 7g	49. 79
4	8	0. 1g	0. 080 4g	15. 63
5	8	0. 8g	0. 354 1g	37. 53
6	8	1. 5g	0. 475 4g	56. 43
7	11	0. 1g	0. 078 3g	16. 52
8	11	0. 8g	0. 300 3g	45. 91
9	11	1. 5g	0. 395 0g	63. 13

4 结论

（1）基于瓦特连杆机构特性创新设计了玉米精量播种器减振装置，系统阐明了三维振动抑制机理，通过运动学建模与参数优化，实现播种器水平运动轨迹偏移量不大于 0. 4 mm，有效降低种子-导种管碰撞频率，显著改善精密播种作业质量。

（2）基于排种器振动特性分析，揭示了弹簧刚度与阻尼系数的协同影响机制：弹簧刚度增大会导致系统固有频率向高频迁移，低频段因接近共振区域使减振效率下降，而高频段各弹簧刚度减振率可提升 65% 左右，并且差异收敛至 10% 以内；当阻尼系数低于临界阻尼时，高频段减振率可达到 80%，但会引发低频振幅放大且系统稳定时间延长 5 s 以上。通过临界阻尼配置，使振动幅值在 0. 8 s 内收敛至允许阈值，达成动态稳定性与减振效率平衡优化。

（3）采用 Box - Behnken 试验设计构建减振率响应面模型，通过方差分析解析得关键参数贡献度为：刚度、激振频率、阻尼系数。优化获得最佳参数组合：刚度为 2 371. 75 N/m、阻尼系数为 101. 05 N · s/m。验证试验标准最优减振率为 63. 13%，满足设计要求。

参 考 文 献

[1] 邵雪冬，杨子涵，宋正河，等. 不同旋耕作业载荷下拖拉机动力输出传动系振动特性分析[J]. 农业机械学报，2022，53(增刊 1)：332 - 339.

SHAO Xuedong, YANG Zihan, SONG Zhenghe, et al. Analysis of the influence of tractor rotary tillage load on the power take-off driveline[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(Supp. 1): 332 – 339. (in Chinese)

[2] 郑娟, 廖宜涛, 齐天翔. 振动对气力式油菜精量排种器性能影响[J]. 华中农业大学学报, 2023, 54(9): 143 – 153.
ZHENG Juan, LIAO Yitao, QI Tianxiang. Effect of vibration on performance of pneumatic precision seed dispenser for rape[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2023, 54(9): 143 – 153. (in Chinese)

[3] 黄与霞. 勺轮式排种器在振动条件下的排种性能试验及优化研究[D]. 雅安:四川农业大学, 2023.
HUANG Yuxia. Experimental study and optimization of seed metering performance of spoon-wheel seedmetering device under vibration condition[D]. Yaan:Sichuan Agricultural University, 2023. (in Chinese)

[4] 马成成. 带式玉米高速导种装置作用机理与参数试验研究[D]. 大庆:黑龙江八一农垦大学, 2024.
MA Chengcheng. Experimental study on mechanism and parameters of high-speed seed guiding device for belt corn[D]. Daqing:Heilongjiang Bayi Agricultural University, 2024. (in Chinese)

[5] 白海超, 衣淑娟, 冯召华. 玉米精密播种技术发展现状与展望[J]. 南方农机, 2021, 52(15): 74 – 75.
BAI Haichao, YI Shujuan, FENG Zhaohua. Development status and prospects of precision corn seeding technology[J]. Southern Agricultural Machinery, 2021, 52(15): 74 – 75. (in Chinese)

[6] 于永恒, 李德陆, 韩逛武, 等. 不同耕作方式下便携式播种器播种对玉米产量及产值的影响[J]. 现代农业科技, 2019(14): 12, 14.
YU Yongheng, LI Delu, HAN Guangwu, et al. Effects of portable seeder sowing on corn yield and output value under different tillage methods[J]. Modern Agricultural Science and Technology, 2019(14): 12, 14. (in Chinese)

[7] 张建平, 李飞雄. 气吸式排种器排种均匀性的 Monte Carlo 模拟[J]. 农业工程学报, 1994, 10(1): 56 – 62.
ZHANG Jianping, LI Feixiong. The Monte Carlo simulation on release homogeneity of suction-type metering device[J]. Transactions of the CSAE, 1994, 10(1): 56 – 62. (in Chinese)

[8] TANG H, XU F D, XU C S, et al. The influence of a seed drop tube of the inside-filling air-blowing precision seed-metering device on seeding quality[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2023, 204: 107555.

[9] GAO X J, XIE G F, LI J, et al. Design and validation of a centrifugal variable-diameter pneumatic high-speed precision seed-metering device for maize[J]. Biosystems Engineering, 2023, 227: 161 – 181.

[10] 魏陆顺, 汤国丽, 管庆松, 等. 阻尼弹簧隔振结构模型振动台试验研究[C]//2024 年建筑结构技术交流会论文集(第二册), 2024.
WEI Lushun, TANG Guoli, GUAN Qingsong, et al. Experimental study on shaking table test of damping spring vibration isolation structure model[C]// Proceedings of the 2024 Building Structure Technology Exchange Conference (Volume Ⅱ), 2024. (in Chinese)

[11] 孙晓强, 陈龙, 汪少华, 等. 非线性惯容器-弹簧-阻尼悬架系统隔振性能分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(23): 38 – 45.
SUN Xiaoqiang, CHEN Long, WANG Shaohua, et al. Analysis of vibration isolation performance for nonlinear inerter – spring – damper suspension[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(23): 38 – 45. (in Chinese)

[12] 韩启浩,汪大洋,黄桂明,等. 浮置基础隔振系统的减振效果分析[J]. 噪声与振动控制, 1 – 8[2025 – 07 – 12].
HAN Qihao, WANG Dayang, HUANG Guiming, et al. Vibration reduction effect of a floating foundation isolation system[J]. Noise and Vibration Control, 1 – 8 [2025 – 07 – 12]. (in Chinese)

[13] 肖建军. 主动减振器的设计与力学分析[D]. 武汉:华中科技大学, 2013.
XIAO Jianjun. Design and mechanical analysis of the active vibration isolator [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2013. (in Chinese)

[14] 丁亮, 王兵, 马玺越. 基于压电激励作动器的大型复杂舱壁结构振动主动控制试验研究[J]. 振动与冲击, 2022, 41(17): 131 – 137.
DING Liang, WANG Bing, MA Xiyue. Active vibration control tests for large complex bulkhead structure based on piezoelectric actuators[J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(17): 131 – 137. (in Chinese)

[15] MEHDIGHOLI H, AKBARNEJAD S. Optimization of Watt's six-bar linkage to generate straight and parallel leg motion[J]. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2012, 9: 22.

[16] XU L S, MEI T, WEI X M, et al. A bio-inspired biped water running robot incorporating the Watt-I planar linkage mechanism [J]. Journal of Bionic Engineering, 2013, 10(4): 415 – 422.

[17] HER I, SHIH T S, WU C W. The design of an anthropomorphic robotic hand with seven-bar underactuated fingers[J]. International Journal of Robotics & Automation, 2013, 28(1): 90 – 97.

[18] WU J X, YANG H, LI R M, et al. Design and analysis of a novel octopod platform with a reconfigurable trunk[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 156: 104134.

[19] GEZGIN E, CHANG P H, AKHAN A F. Synthesis of a Watt II six-bar linkage in the design of a hand rehabilitation robot[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 104: 177 – 189.

[20] ZHANG Y T, ZHAO P, LI X Y, et al. Design of MMSD six-bar rehab device toward the realization of multiple gait trajectories with one adjustable parameter[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2024, 29(6): 4309 – 4319.

[21] KIM S H, CHO C H. Design of gravity compensators using the Stephenson and Watt mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 102: 68 – 85.

[22] YU H T, TIAN B L, YAN Z, et al. Watt linkage-based legged deployable landing mechanism for reusable launch vehicle: principle, prototype design, and experimental validation[J]. Engineering, 2023, 20: 120 – 133.

[23] JIAO Z, WANG H, FEI C, et al. A reconfigurable multi-terrain adaptive casualty transport aid base on Watt II six-bar linkage for industrial environment[J]. Frontiers in Bioengineering and Biotechnology, 2024, 12: 1360902.

[24] HAN J L, MAEDA T, ITAKURA H, et al. Experimental study on the wave energy harvesting performance of a small suspension catamaran exploiting the maximum power point tracking approach[J]. Ocean Engineering, 2022, 243: 110176.

[25] SOH G S, MCCARTHY J M. The synthesis of six-bar linkages as constrained planar 3R chains[J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(2): 160 – 170.

[26] 张晓冬, 李成华, 李建桥, 等. 铲式玉米精密播种机振动特性模型建立与试验[J]. 农业机械学报,2014, 45(2): 88 – 93.
ZHANG Xiaodong, LI Chenghua, LI Jianqiao, et al. Mathematic vibration model of spade punch planter of maize[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(2): 88 – 93. (in Chinese)

[27] 刘月琴. 气吸式免耕播种机振动特性及其对排种性能的影响研究[D]. 呼和浩特:内蒙古农业大学,2017.
LIU Yueqin. Study on vibration characteristics of air suction no-tillage planter and its effect on seed metering performance[D]. Hohhot: Inner Mongolia Agricultural University, 2017. (in Chinese)

[28] 桂水荣, 陈水生, 万水. 基于路面一致激励车桥耦合非平稳随机振动分析 [J]. 振动.测试与诊断, 2018, 38(5): 908 – 915, 1077.
GUI Shuirong, CHEN Shuisheng, WAN Shui. Analysis of consistent stimulus of road roughness on vehicle-bridge coupling nonstationary random vibrations [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(5): 908 – 915, 1077. (in Chinese)

[29] 张晨明. 旋耕刀式玉米精量免耕播种机排种器优化设计与试验[D]. 郑州:河南农业大学, 2023.
ZHANG Chenming. Optimization design and test of seeder of rotary tillage knife type corn precision no-tillage seeder[D]. Zhengzhou: Henan Agricultural University, 2023. (in Chinese)

[30] 桑伢员. 免耕播种复杂地表状况对排种质量的影响研究[D]. 洛阳:河南科技大学, 2022.
SANG Yayuan. Study of complex surface conditions on seed metering quality of no-tillage sowing [D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2022. (in Chinese)

[31] 王奇, 朱龙图, 李名伟, 等. 指夹式玉米免耕精密播种机振动特性及对排种性能的影响[J]. 农业工程学报, 2019, 35(9): 9 – 18.
WANG Qi, ZHU Longtu, LI Mingwei, et al. Vibration characteristics of corn no-tillage finger-type precision planter and its effect on seeding performance [J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(9): 9 – 18. (in Chinese)

[32] 黄小珊.玉米免耕播种机排种器振动特性研究[D]. 长春:吉林农业大学,2018.
HUANG Xiaoshan. Research on the vibration characteristics of seeding apparatus for corn no-tillage planter [D]. Changchun: Jilin Agricultural University, 2018. (in Chinese)