

水田搅浆平地机被动隔振系统地面作用分析与刚度优化

李磊¹ 周俊¹ 梁子安¹ 张颖华² 陈永鹏¹

(1. 南京农业大学工学院, 南京 210031; 2. 连云港双亚机械有限公司, 连云港 222000)

摘要: 为了减少拖拉机颠簸对搅浆平地机作业性能的影响, 本文在两者之间添加了被动隔振系统。通过田间试验获取隔振系统的振动数据, 分析了地面作用对隔振系统工作的影响。建立了搅浆平地机与水田土壤接触的隔振系统模型, 基于加速度频域积分与最小二乘法辨识了该模型的参数, 优化了隔振系统的刚度。结果表明: 在地面作用下, 隔振系统的固有频率增加了 8.5%, 静扰度和有效隔振频率分别减小了 0.02 m 和 6.4%; 辨识出隔振系统等效阻尼系数为 12 329 N·s/m, 土壤作用的等效刚度系数和等效阻尼系数分别为 11 560 N/m 和 3 129 N·s/m; 确定了优化后隔振系统的刚度为 59 253 N/m, 能够有效隔离 9 Hz 以上的振动, 理论响应位移和响应加速度的均方根分别降低 29.1% 和 58.4%。

关键词: 水田; 搅浆平地机; 被动隔振; 刚度优化; 模型辨识

中图分类号: S222.51 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)05-0197-09

OSID:



Ground Interaction Analysis and Stiffness Optimization of Passive Vibration Isolation System for Paddy Field Puddling and Leveling Machine

LI Lei¹ ZHOU Jun¹ LIANG Zi'an¹ ZHANG Yinghua² CHEN Yongpeng¹

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China

2. Lianyungang Shuangya Machinery Co., Ltd., Lianyungang 222000, China)

Abstract: Aiming to reduce the impact of tractor jolts on the operating performance of the paddy field puddling and leveling machine, a passive vibration isolation system was added between them. The vibration data of the vibration isolation system were obtained through field experiments, and the effects of ground interaction on the system's performance were analyzed. To obtain the interaction relationship between the vibration isolation system and the ground, a vibration isolation system model for the interaction between the puddling and leveling machine and paddy field soil was established. To establish a complete model of the vibration isolation system, frequency domain integration of acceleration and the least squares method were used to identify the model parameters. In addition, the stiffness of the passive vibration isolation system was optimized based on the vibration isolation system model in contact with the soil. The results showed that due to ground interaction, the natural frequency of the vibration isolation system was increased by 8.5%, whereas the static deflection and the effective isolation frequency were reduced by 0.02 m and 6.4%, respectively. The identified parameters included an equivalent damping coefficient of 12 329 N·s/m for the vibration isolation system, and equivalent stiffness and damping coefficients of 11 560 N/m and 3 129 N·s/m for the soil. The appropriate stiffness for the isolation system was determined to be 59 253 N/m, which effectively isolated vibrations above 9 Hz. Under this condition, the RMS of the system's displacement and acceleration responses were reduced by 29.1% and 58.4%, respectively.

Key words: paddy field; puddling and leveling machine; passive vibration isolation; stiffness optimization; model identification

收稿日期: 2024-11-22 修回日期: 2024-12-25

基金项目: 江苏省政策引导类计划项目(SZ-LYG202011)

作者简介: 李磊(1999—), 男, 硕士生, 主要从事智能农业装备研究, E-mail: lilei@stu.njau.edu.cn

通信作者: 周俊(1974—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事农业装备智能化技术和农业机器人研究, E-mail: zhoujun@njau.edu.cn

0 引言

水稻是我国主要的粮食作物,搅浆平地作业可为水稻种植提供良好的水田土壤环境^[1-2]。较高的平整度有利于提高水稻产量、降低生产成本和节约灌溉用水等。基于GNSS和激光平地技术的水田搅浆平地机可以提高水田平整度,并减少劳动强度^[3-4]。而拖拉机颠簸使该机具产生机械振动,导致作业质量降低^[5-7]。

目前可以通过主动控制方法和被动隔振技术等手段,减少拖拉机颠簸对搅浆平地作业的影响,提升作业稳定性,从而改善作业质量。陈嘉琪等^[8]建立了基于微分-代数方程的水田平地机调平系统动力学模型,在理论上能与调平控制器结合使用,保证平地刮板零速度过零位置,减少振动产生的控制超调问题。赵润茂等^[9]提出了一种水田平地机俯仰角预测模型的在线辨识及其参数估计方法,与模型预测控制算法结合使用,以减少拖拉机姿态变化对平地控制的影响。以上两种方法的实际效果需要进一步验证。孙启新等^[10]在激光接收器的支撑杆下方安装被动隔振装置,该装置两端分别连接平地刮板和支撑杆,减小了拖拉机颠簸对激光接收器的影响。但此装置未直接减轻平地刮板的机械振动。

为了有效隔离拖拉机对平地机具产生的振动,并实现搅浆平地功能,南京农业大学周俊团队研发了一种浮动式水田搅浆平地机,该机具通过一种基于弹簧-阻尼结构的被动隔振系统,将拖拉机和搅浆平地机之间进行连接,来减少拖拉机颠簸对搅浆平地作业的影响。然而,在作业过程中,水田搅浆平地机与土壤接触,导致触土部位受到土壤支撑力和摩擦力的作用^[11-12],进而影响隔振系统的工作效果。

为确保水田搅浆平地机被动隔振系统具有良好的隔振性能,本文建立考虑水田土壤作用的隔振系统动力学模型,通过田间试验获取隔振系统的振动特性,并分析水田土壤作用对隔振系统的影响,基于加速度频域积分和最小二乘法辨识该模型参数,依据固有频率与传递率的关系来确定有效隔振的固有频率范围,在动态和静态条件下,结合固有频率需要满足的条件,确定适合此隔振系统的刚度系数。

1 水田搅浆平地机被动隔振系统结构与原理

浮动式水田搅浆平地机的结构如图1所示,主要由被动隔振系统、搅浆机主体、液压系统、平地刮板等组成,能一次性完成搅浆和平地等作业环节。

隔振系统结构如图2a所示,主要由悬挂架、缓

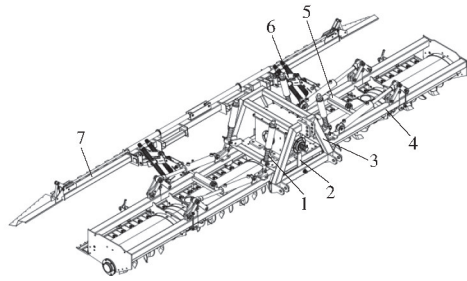
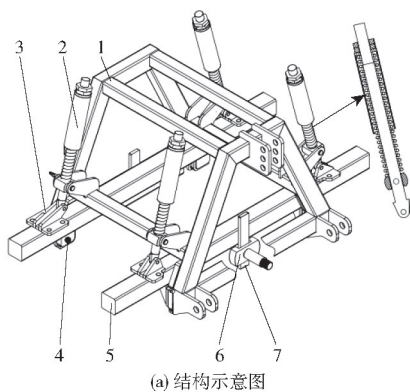


图1 浮动式水田搅浆平地机结构图

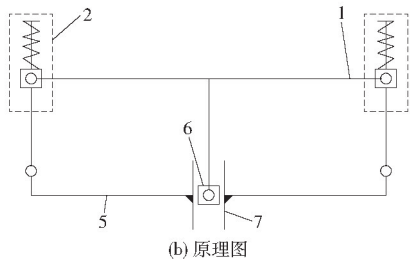
Fig. 1 Structure of floating paddy field puddling and leveling machine

1、2、3. 被动隔振系统 4. 搅浆机主体 5、6. 液压系统 7. 平地刮板

冲器、吊耳、摩擦板、转动滑块、导轨和搅浆机机架等组成。缓冲器一端与吊耳铰接,另一端与悬挂架的吊耳铰接;吊耳与摩擦板分别固定在搅浆机机架和悬挂架上;转动滑块轴颈部分与悬挂架中心孔铰接,其凹槽部分与导轨配合;导轨固定在搅浆机机架上,悬挂架通过4个缓冲器支撑水田搅浆平地机的全部重量。



(a) 结构示意图



(b) 原理图

图2 隔振系统结构与原理图

Fig. 2 Structure and principle of vibration isolation system

1. 悬挂架 2. 缓冲器 3. 吊耳 4. 摩擦板 5. 搅浆机机架
6. 转动滑块 7. 导轨

由于搅浆机机架受到悬挂架与导轨的限制,悬挂架只能相对于搅浆机机架发生侧倾和上下移动。因此本文将隔振系统简化为平面机构,如图2b所示。当悬挂架水平静止时,转动滑块处于导轨中心位置。当受到拖拉机的激励时,悬挂架发生侧倾和上下运动,此时转动滑块在导轨上移动,悬挂架绕着转动滑块旋转,两侧的缓冲器被压缩,进而减小悬挂架对机具的振动影响。

2 隔振系统动力学模型建立与参数辨识

2.1 搅浆平地机与水田土壤接触的隔振系统动力学模型建立

由图2可知,该隔振系统属于单隔振系统。将此隔振系统作为单独的研究对象,悬挂架作为振源,水田搅浆平地机作为被隔振物体。在垂直方向上建立单自由度的隔振系统动力学模型,包括隔振系统的刚度系数 k 和等效阻尼系数 c ^[13-14],如图3a所示。

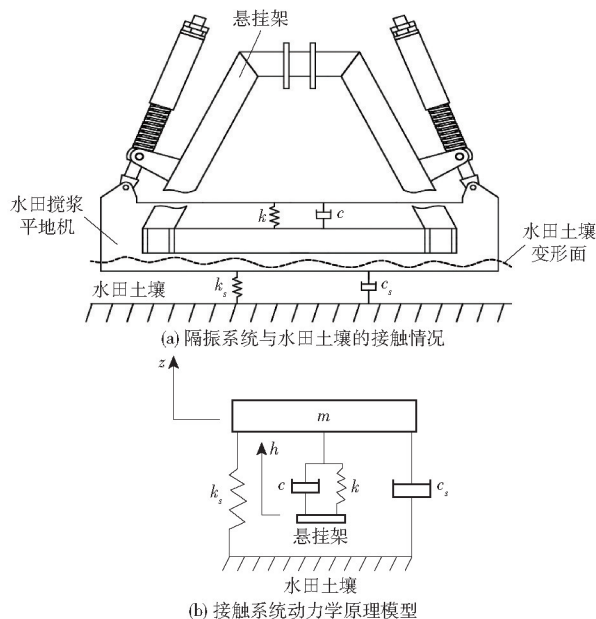


图3 搅浆平地机与水田土壤接触的隔振系统模型

Fig.3 Vibration isolation system model for interaction between puddling and leveling machine and paddy field soil

由于搅浆平地机与水田土壤接触,需要建立水田土壤模型。目前常使用四元件 Burgers 模型描述水田土壤的应力-应变特性,由 Kelvin - Voigt 和 Maxell 模型串联组成^[15]。相比于整机重量,土壤对水田搅浆平地机的支撑力较小,因此本文从土壤的黏弹性特性角度进行分析,使用 Kelvin - Voigt 模型描述土壤与机具之间的作用关系,表现为土壤作用的等效刚度系数 k_s 和等效阻尼系数 c_s ,如图3a所示。结合隔振系统动力学模型,建立搅浆平地机与土壤接触系统动力学作用模型, m 表示簧上质量,如图3b所示。

簧上质量指位于缓冲器弹簧以上的质量,包括搅浆主体、平地刮板和部分缓冲器的质量;刚度系数指隔振系统在受到外力作用时抵抗变形的能力,由缓冲器的弹簧提供。在隔振系统接触土壤前,簧上质量通过电子吊秤测量,得到 $m = 1\ 143\ \text{kg}$; 弹簧刚度是在隔振系统静平衡状态下,搅浆机和悬挂架保持水平,簧上总重量除以搅浆平地机中心与悬挂架

中心的相对位移,得到 $k = 107\ 750\ \text{N/m}$ 。再通过直尺测量隔振系统从静平衡位置开始压缩至导轨边缘的变形量,为 $x_R = 0.08\ \text{m}$ 。

在考虑了水田土壤对隔振系统的作用后,依据牛顿第二定律,在垂直方向上建立隔振系统的单自由度振动微分方程

$$m\ddot{z} = k(h - z) + c(\dot{h} - \dot{z}) - k_s z - c_s \dot{z} \quad (1)$$

式中 z ——搅浆平地机中心点垂直位移, m

h ——悬挂架中心点垂直位移, m

为便于获取式(1)的理论响应位移和加速度,将其转化为状态空间方程

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + BW \\ Y = CX + DW \end{cases} \quad (2)$$

其中 $X = [z \ \dot{z}]^T$ $W = [h \ \dot{h}]^T$ $Y = [z \ \ddot{z}]^T$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -(k + k_s)/m & -(c + c_s)/m \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ k/m & c/m \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -(k + k_s)/m & -(c + c_s)/m \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ k/m & c/m \end{bmatrix}$$

式中 X ——状态矢量 W ——输入矢量

Y ——输出矢量 A ——系统矩阵

B ——输入矩阵 C ——输出矩阵

D ——传递矩阵

2.2 基于加速度频域积分的参数辨识

根据隔振系统的工作原理可知,式(1)中的 c 由搅浆平地机与悬挂架之间的摩擦力决定,而 k_s 和 c_s 与土壤属性密切相关。由于3个参数无法直接被测量,为了确定其值,采用最小二乘法对 c 、 k_s 和 c_s 进行辨识。鉴于该方法需要获悉隔振系统的速度和位移信息,可以通过加速度积分来得到这些数据^[16]。为减少积分误差和噪声影响,本文采用频域积分的方法^[17]。具体而言,首先利用快速傅里叶变化将时域的加速度信号转化到频域内,然后经过第1次积分后,得到频域内的垂直速度 $\dot{Z}(n_1)$ 为

$$\dot{Z}(n_1) = \frac{\dot{Z}(n_1)}{j\omega_f} = \sum_{k_1=0}^{N_1-1} \frac{1}{j2\pi k_1 \Delta f} I(k_1) \ddot{z}(n_1) e^{-j2\pi k_1 \frac{n_1}{N_1}} \quad (3)$$

其中 $I(k_1) = \begin{cases} 1 & (f_{\min} \leq k_1 \Delta f \leq f_{\max}) \\ 0 & (k_1 \Delta f < f_{\min} \text{ 或 } k_1 \Delta f > f_{\max}) \end{cases}$

$\Delta f = 1/T$

式中 k_1 ——正整数

Δf ——频率分辨率, Hz
 T ——采集数据总时间, s
 f_{\min} ——截止频率下限, Hz
 f_{\max} ——截止频率上限, Hz
 n_1 ——采样数, 正整数
 $\ddot{Z}(n_1)$ ——频域内垂直加速度离散频谱
 ω_f ——傅里叶分量对应的频率, Hz
 N_1 ——数据数, 正整数
 $\dot{z}(n_1)$ ——时域内垂直加速度的 n_1 点采样序列信号

再进行加速度的第2次积分, 得到频域内的垂直位移 $Z(n_1)$ 为

$$Z(n_1) = -\frac{\ddot{Z}(n_1)}{\omega_f^2} =$$

$$\sum_{k_1=0}^{N_1-1} \left(-\frac{1}{(2\pi k_1 \Delta f)^2} I(k_1) \ddot{z}(n_1) e^{-j2\pi k_1 \frac{n_1}{N_1}} \right) \quad (4)$$

最后, 通过逆快速傅里叶变换将积分后的加速度信号转换为时域内的公式

$$\begin{cases} \dot{z}(n_1) = \frac{1}{N_1} \sum_{k_1=0}^{N_1-1} \dot{Z}(n_1) e^{-j2\pi k_1 \frac{n_1}{N_1}} \\ z(n_1) = \frac{1}{N_1} \sum_{k_1=0}^{N_1-1} Z(n_1) e^{-j2\pi k_1 \frac{n_1}{N_1}} \end{cases} \quad (5)$$

式中 $\dot{z}(n_1)$ ——积分后的时域离散垂直速度
 $z(n_1)$ ——积分后的时域离散垂直位移

根据积分误差累积特性, 一次积分的误差小于二次积分, 因此只需保证位移误差满足要求。为评价积分结果, 引入误差图。将实际测量的悬挂架和搅浆机的垂直位移作为标准位移, 采样点积分位移与标准位移之差除以标准位移, 再求其绝对值, 将该值 ($E_r(n_1)$) 作为误差图中的纵坐标, 计算公式为^[17]

$$E_r(n_1) = \left| \frac{z(n_1) - z'(n_1)}{z'(n_1)} \right| \quad (6)$$

式中 $z'(n_1)$ ——标准位移, m

由于悬挂架的实际垂直位移无法直接获得, 以悬挂架中心作为坐标原点建立 $O_1 X_1 Y_1$ 直角坐标系, 以搅浆平地机中心作为原点, 建立 $O_2 X_2 Y_2$ 直角坐标系, 如图4所示。设 y, α 分别为搅浆机相对于悬挂架的垂直位移和侧倾角; A_r 和 B_r ($r=1, 2$) 分别为缓冲器下铰接点和上铰接点, d_1 为 A_1 和 B_1 之间的距离。当隔振系统处于静平衡状态时, γ 为静扰度, 等于水田搅浆平地机重力与隔振系统刚度之比。

设 A_r 在 $O_1 X_1 Y_1$ 和 $O_2 X_2 Y_2$ 坐标系中的坐标分别为 (A_{rx}, A_{ry}) 和 (A_{rx}, A_{ry}) , 令 B_r 在 $O_1 X_1 Y_1$ 中的坐标为 (B_{rx}, B_{ry}) , 其中 $A_{1x} = -484$ mm、 $A_{2x} = 484$ mm、 $B_{1x} =$

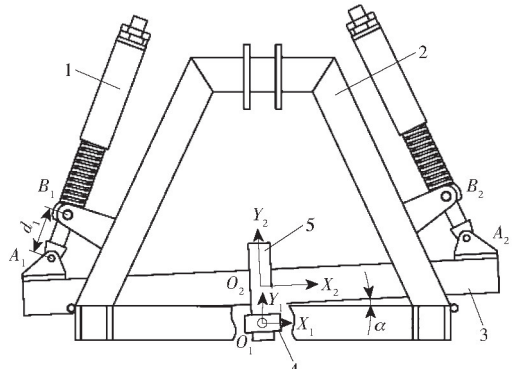


图4 隔振系统位姿示意图

Fig. 4 Posture diagram of vibration isolation system

1. 缓冲器 2. 悬挂架 3. 搅浆机机架 4. 转动滑块 5. 轨道

-395 mm、 $B_{2x} = 395$ mm、 $B_{ry} = 235$ mm、 $A_{ry} = 90$ mm, 其满足公式

$$[A_{rx} \ A_{ry} \ 1]^T = P[A_{rx} \ A_{ry} \ 1]^T \quad (7)$$

$$\text{其中 } P = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & y \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

根据搅浆机在 $O_1 X_1 Y_1$ 坐标系的位姿参数 y 和 α , 推导搅浆机与悬挂架相对位移 y 公式为

$$y = \sqrt{d_1^2 - (A_{1x} \cos\alpha - A_{1y} \sin\alpha - B_{1x})^2} + B_{1y} - A_{1x} \sin\alpha - A_{1y} \cos\alpha \quad (8)$$

再根据式(8)计算悬挂架中心的垂直位移 h 为

$$h = z + y \quad (9)$$

基于频域积分方法获得了隔振系统的 z, \dot{z}, h 和 \dot{h} , 为了便于最小二乘法的使用, 将式(1)改写为

$$\begin{cases} Y(q) = H(q)A(q) \\ Y(q) = [\dot{z}(1) - k(h(1) - z(1))/m \\ \dot{z}(2) - k(h(2) - z(2))/m \ \dots \\ \dot{z}(q) - k(h(q) - z(q))/m]^T \\ H(q) = \begin{bmatrix} (\dot{h}(1) - \dot{z}(1))/m & -z(1)/m & \dot{z}(1)/m \\ (\dot{h}(2) - \dot{z}(2))/m & -z(2)/m & \dot{z}(2)/m \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ (\dot{h}(q) - \dot{z}(q))/m & -z(q)/m & \dot{z}(q)/m \end{bmatrix} \\ A_q = [c \ k_s \ c_s] \end{cases} \quad (10)$$

式中 q ——观测次数

$Y(q)$ ——观测矢量

$H(q)$ ——观测矩阵

A_q ——未知参数矢量

在最小二乘法的理论下, 未知参数矢量的计算公式为

$$A_q = [H(q)^T H(q)]^{-1} H(q)^T Y(q) \quad (11)$$

为了验证辨识结果的准确性, 将辨识出的参数

代入公式(2),计算隔振系统的理论响应加速度,并求得其均方根。然后,将该均方根值与实际响应加速度均方根值(RMS)之间的相对误差 δ 作为评价指标,计算公式为

$$\delta = \left| \frac{\text{RMS}(\ddot{z}_p) - \text{RMS}(\ddot{z}_t)}{\text{RMS}(\ddot{z}_t)} \right| \quad (12)$$

式中 \ddot{z}_p ——理论响应加速度, m/s^2

\ddot{z}_t ——实际响应加速度, m/s^2

3 考虑地面作用的隔振系统刚度优化

在搅浆平地作业过程中,为了有效隔离拖拉机的振动,隔振系统的传递率应小于1^[18]。根据辨识出的 k_s 、 c_s 和 c ,获悉土壤对隔振系统的影响,基于此优化隔振系统的刚度系数 k 。

3.1 隔振系统的固有频率与传递率关系

为获取隔振系统在传递率小于1时的固有频率范围,对式(1)进行拉氏变换,推导本隔振系统的传递率 T_A 公式为

$$T_A = \frac{Z_s}{H_s} = \frac{k + cs}{ms^2 + k + k_s + (c + c_s)s} \quad (13)$$

式中 Z_s ——搅浆机垂直位移的拉普拉斯变换

H_s ——悬挂架垂直位移的拉普拉斯变换

为便于参数分析,对式(13)进行归一化处理,令 $\Omega_s = k_s/k$, $\zeta_s = c_s/(4km)^{1/2}$,更新传递率函数为

$$T_A = \frac{1 + j2\zeta\Omega}{1 + \Omega_s - \Omega^2 + j2\Omega(\zeta + \zeta_s)} \quad (14)$$

其中 $\zeta = c/(2m\omega_0)$ $\Omega = \omega/\omega_0$ $\omega_0 = (k/m)^{1/2}$

式中 ζ ——阻尼比 Ω ——频率比

ω_0 ——固有频率, Hz

ω ——主要激励频率, Hz

已知 k_s 、 c_s 、 c 和 ω ,根据式(14),当传递率小于1时,适当降低固有频率有利于提升隔振效果,但过低可能导致系统结构之间发生撞击。为了保证隔振系统的良好隔振性能,在满足隔振系统传递率小于1的条件下,通过适当减少隔振系统的刚度来降低固有频率。

3.2 动态条件下隔振系统的固有频率最小值确定

根据式(14),隔振系统的固有频率决定了理论动扰度大小。其中,理论动扰度指隔振系统在激励作用下的最大理论变形量。而固有频率最小值是指当理论动扰度小于或等于隔振系统从静平衡位置开始压缩至导轨边缘的变形量时,隔振系统的固有频率能取的最小值。

首先,为验证悬挂架垂直位移属于平稳的随机过程,建立悬挂架垂直位移的自相关函数

$$R_{xx}(i) = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} h(r)h(r+i) \quad (15)$$

$(i=0,1,2,\dots,N-1)$

式中 r ——采样点编号

$h(r)$ ——第 r 个采样点对应的悬挂架垂直位移, m

N ——采样点数量

若 R_{xx} 函数关于 $N=0$ 轴对称,且在对称轴处取最大值,表明悬挂架的垂直位移属于平稳的随机过程。在自相关检验后,为直观地表示激励信号,引入悬挂架垂直位移的不平度功率谱密度 $G_x(n)$ 计算公式^[19]

$$G_x(n) = \frac{2\Delta x}{N} \left| \sum_{r=0}^{N-1} h(r)e^{-j2\pi nr\Delta x} \right|^2 \quad (16)$$

其中 $n = i/(N\Delta x)$

式中 Δx ——采样间隔, m

n ——空间频率, m^{-1}

将式(16)的计算结果与国际标准化组织颁布的ISO8608路面不平度拟合公式进行拟合,并将拟合结果与该标准下的路面不平度8级分类标准进行对比^[20],以确定搅浆平地机悬挂架垂直位移所对应的不平度等级范围。为了确保隔振系统能适应最复杂的作业工况,借鉴文献[21],本文选择此范围内的最高等级,并据此生成悬挂架垂直方向的位移信号。将其作为式(2)的输入振源信号,求解不同固有频率下隔振系统的理论动扰度 $x_{Rt}(\omega_0)$,以此得到动态条件下隔振系统固有频率的最小值 $\omega_{0\min}$ 为

$$\omega_{0\min} = \min \{ \omega_0 \mid x_{Rt}(\omega_0) \leq x_R \} \quad (17)$$

式中 x_R ——隔振系统以静平衡位置开始压缩至极限位置的变形量

该值既保证隔振系统具有良好的隔振性能,也防止了悬挂架与搅浆机之间发生撞击。

3.3 静态条件下隔振系统的固有频率最小值确定

当水田土壤环境中的隔振系统处于静平衡状态时,其静平衡位置由隔振系统的刚度与土壤对机具的支撑力决定。为了使隔振系统从静平衡位置开始压缩至导轨边缘的变形量满足0.08 m,需要保证静平衡位置处于位移零点。在不改变土壤支撑力的情况下,只能通过调整刚度系数来满足该要求。当刚度系数减小至某值时,隔振系统处于位移零点,此时隔振系统的固有频率也处于最小值(簧上质量不变)。而隔振系统的刚度系数决定了静扰度大小,已知静扰度 x_J 公式为

$$x_J = \frac{mg}{k} \quad (18)$$

为将式(18)与固有频率相联系,将其变换为

$$x_J = \frac{g}{\omega_0^2} \quad (19)$$

为了保证水田搅浆平地机与标准拖拉机正常挂接,下悬挂的最低点高度为 $h_1 = 0.23 \text{ m}$ ^[22],传动轴最底端离地面的距离为 $h_2 = 0.48 \text{ m}$ ^[23],如图5所示。由于地面对搅浆平地机产生支撑力,导致隔振系统的静扰度减小,为使隔振系统处于静平衡位置,静扰度需满足的条件为

$$x_J - x_s \leq h_2 - h_1 - x_R \quad (20)$$

式中 x_s ——在土壤作用下静扰度减小值, m

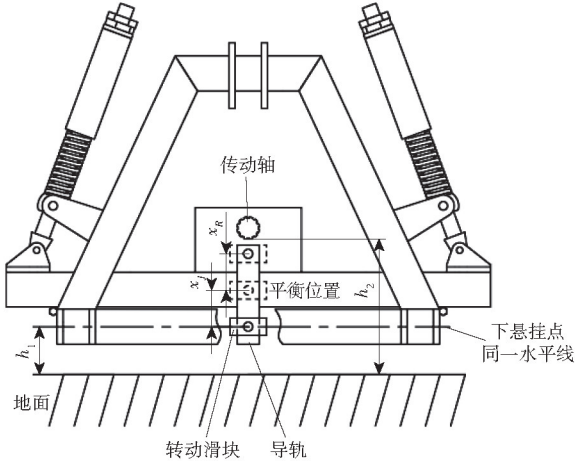


图5 三点悬挂与传动轴位置关系示意图

Fig.5 Position relationship between three-point linkage and drive shaft

根据式(19)、(20),进一步推导静态条件下隔振系统 ω_0 满足的条件为

$$\omega_0 \geq \sqrt{\frac{g}{h_2 - h_1 - x_R + x_s}} \quad (21)$$

当式(21)的固有频率取最小值时,隔振系统具有最佳的隔振性能,保证了三点悬挂结构正常安装,且悬挂架与搅浆机之间不发生干涉。并将该值与动态条件下隔振系统的固有频率最小值进行比较,选择其中的最大值作为隔振系统的最优固有频率 ω_0 ,通过 $k = m\omega_0^2$ 计算其最优刚度系数。

4 试验

4.1 试验平台

试验于2024年6月在江苏省盐城市黄海农场中德示范园进行,选取正常泡水后的麦茬田作为试验区域,土质为黏土。试验平台包括:1个拉线位移传感器,安装于前进方向右侧的缓冲器上,采集缓冲器的伸缩量;2个六轴姿态传感器,分别安装于搅浆机和悬挂架中心,测量其垂直加速度和侧倾角;2个GNSS天线,分别对称安装于搅浆机两侧,获取搅浆机中心的垂直位移。整机与拖拉机采用三点悬挂连接,如图6所示。

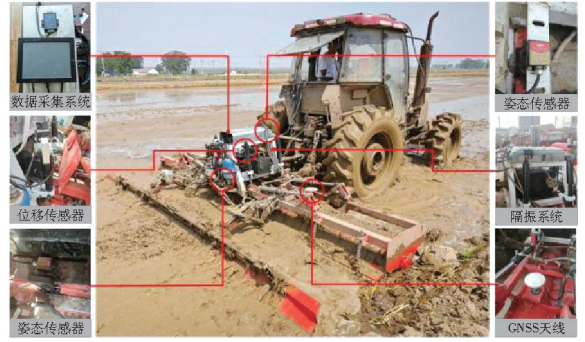


图6 试验平台

Fig.6 Experimental platform

4.2 静态试验

为了获取地面对隔振系统静扰度的影响,需要进行静态试验。将平地刮板处于抹平状态,使搅浆机处于15 cm的搅浆深度,缓慢抬起悬挂架,当搅浆深度有改变的趋势时停止,此时整机处于静平衡状态。然后将两个姿态传感器和线性位移传感器的采样频率设置为10 Hz,采集时间为30 s,求取每组数据的平均值。最后,根据式(8)计算悬挂架与搅浆机质心的相对位移,在田块中按照五点法取样,依次进行5次静态测试,取样中心在水田中央,其余4点分别距离其10 m,求取 y 的平均值。

4.3 动态试验

为了获取隔振系统正常工作时的运动数据,需要进行动态试验。本文选取一条作业路径,设置搅浆深度为15 cm,平地刮板处于抹平状态,垂直加速度和侧倾角速度采集频率为200 Hz,倾角和位移采集频率为10 Hz。当作业速度稳定在5 km/h时,开始采集数据,在掉头时,结束采集,并根据式(9)计算悬挂架位移。最后对簧上和簧下的振动数据进行统计,求取隔振系统振动响应均方根的降低百分比。

4.4 隔振系统刚度优化前振动特性及地面作用结果

根据静态试验求得 y 的平均值为0.02 m,由于未产生作业阻力,此时忽略摩擦力影响,静扰度减小了0.02 m。表明在地面作用下,隔振系统的刚度变大,悬挂架的向下行程变短,增加了其撞击搅浆机机架的可能性。

通过动态试验获取了隔振系统的输入输出数据,如图7所示,其响应垂直位移、响应垂直加速度均方根分别降低了22.9%、22.8%。从图7a中发现,在部分时间点,搅浆机的位移大于或等于悬挂架的位移。其原因是,悬挂架与搅浆机机架发生碰撞,导致垂直方向的部分振动无法被抑制。

利用傅里叶变换将时域加速度信号转换为频域信号,如图8a所示,隔振系统的固有频率和主要激励频率分别为10.6 Hz和12.5 Hz。绘制传递率曲

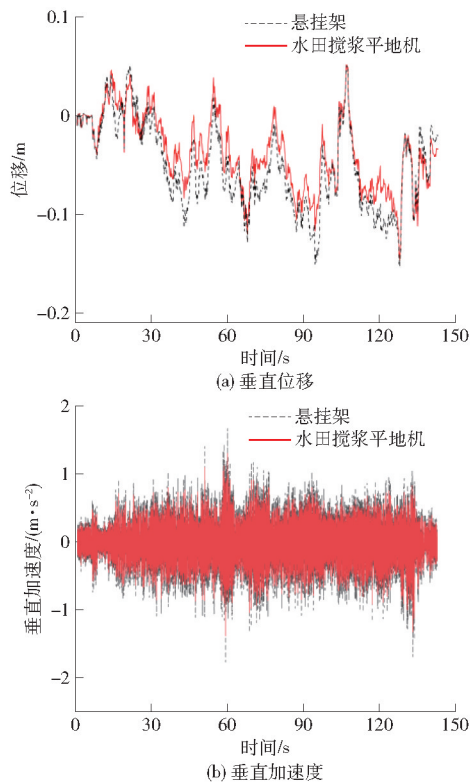


图7 隔振系统响应对比

Fig. 7 Response comparison of vibration isolation system

线,如图8b所示,隔振系统能有效隔离14 Hz以上的振动。由于频率比小于 $\sqrt{2}$,在不改变簧上质量的情况下,隔振系统表现为刚度偏大,与静态试验结果相呼应。

当隔振系统未受到水田土壤作用时,式(13)中的 k_s 和 c_s 都为零,由于无作业阻力,摩擦板无摩擦力产生, c 也为零。隔振系统的固有频率为9.7 Hz,由式(13)求得有效隔振频率为14.9 Hz。与动态试验结果对比,地面作用使隔振系统固有频率增加了8.5%,有效隔振频率减少了6.4%。

4.5 搅浆平地机隔振系统动力学模型参数辨识结果

根据动力输出轴和齿轮箱的转速,设置积分的上下截止频率分别为3 Hz和40 Hz,一次频域积分结果如图9a所示。在同一时刻下,将悬挂架与搅浆机位移的积分误差进行对比,如图9b,在最初的0.9 s

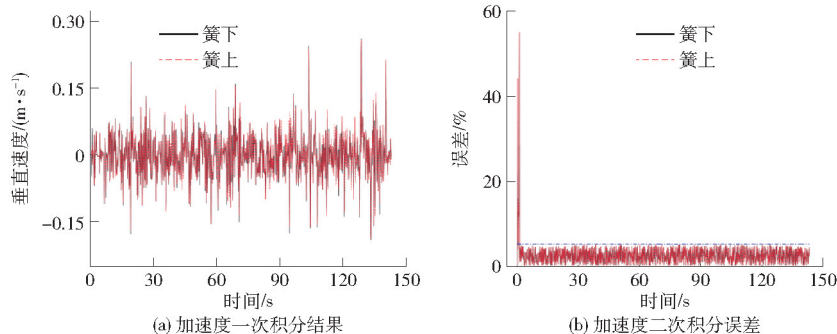


图9 加速度积分结果与响应对比

Fig. 9 Integration results and response comparison of acceleration

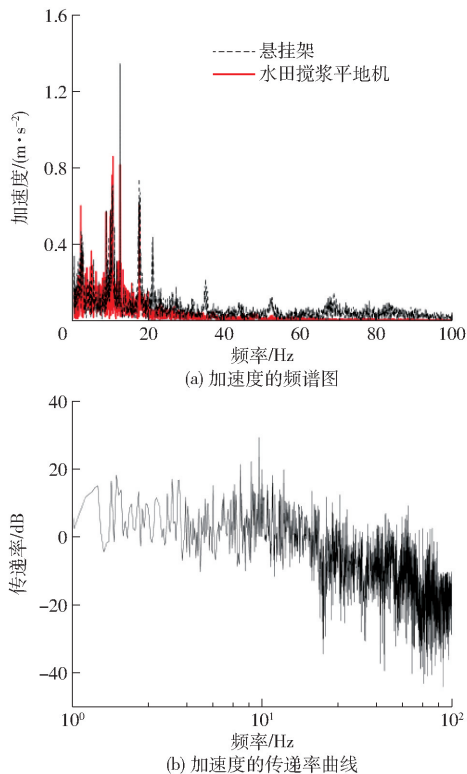


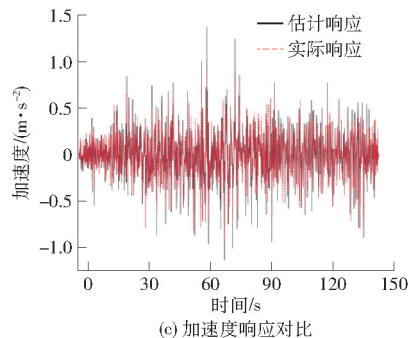
图8 频域分析

Fig. 8 Frequency domain analysis

内误差较大,0.9 s后的误差均维持在5.3%以下,该方法满足精确度要求。

再利用最小二乘法辨识搅浆平地机与水田土壤接触的隔振系统模型,得到隔振系统的等效阻尼系数为12 329 N·s/m,土壤作用的等效刚度系数和等效阻尼系数分别为11 560 N/m和3 129 N·s/m。根据式(2)获得估计响应加速度,并与实际响应加速度对比,如图9c所示。计算估计响应加速度与实际响应加速度的均方根分别为0.25、0.23 m/s²,求得加速度均方根相对误差为6.2%,符合精确度要求。

误差产生的主要原因在于,干摩擦阻尼和水田土壤对机具的作用力为非线性,但本文对其做了线性化处理;其次,在作业过程中发现少量泥块附着在机具上,以及隔振系统向下行程变短,而造成悬挂架



与搅浆机之间发生撞击,也是影响模型精度的原因。

4.6 搅浆平地机隔振系统刚度优化结果

根据隔振系统模型的辨识结果可知, c 、 c_s 和 k_s 分别为 $12\,329\text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 、 $3\,129\text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 和 $11\,560\text{ N}/\text{m}$,再通过试验数据获悉主要激励频率 ω 为 12.5 Hz 。将 ω_0 作为变量,结合式(14)分析隔振系统的固有频率与传递率之间的关系,如图10所示。当传递率小于1时,隔振系统能够有效抑制主要激励频率。满足此条件的固有频率范围为 $0\sim 10.3\text{ Hz}$,在此范围内,固有频率 ω_0 越小,隔振效果越明显。

根据式(15)得到悬挂架垂直位移自相关图,如图11a所示,图形关于 $N=0$ 轴对称,且当 $N=0$ 时,自相关函数 R_{xx} 具有最大值,表明悬挂架的垂直位移

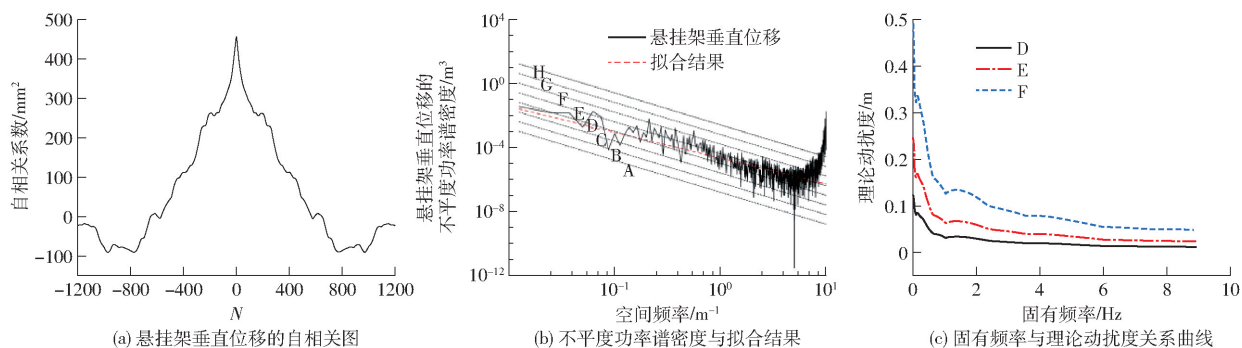


图11 悬挂架垂直位移特性及固有频率与理论动扰度关系曲线

Fig. 11 Vertical displacement characteristics and relationship between natural frequency and theoretical dynamic disturbance of suspension frame

根据式(16)得到悬挂架垂直位移的不平度功率谱密度,如图11b所示,图中斜直线表示A到H级的路面不平度分级。通过将悬挂架垂直位移的不平度功率谱密度与路面功率谱密度拟合公式进行拟合,确定拟合指数和不平度系数分别为 1.614 、 $9.255 \times 10^{-4}\text{ m}^3$,其对应的不平度等级处于D~F。

在作业速度为 $5\text{ km}/\text{h}$ 的条件下,分别建立D~F不平度等级对应的悬挂架激励信号,将其作为式(2)的输入信号,计算不同固有频率下隔振系统的理论动扰度,并绘制固有频率与理论动扰度曲线,如图11c所示。在相同等级的悬挂架激励信号下,随着固有频率的减小,理论动扰度在逐渐增大,而固有频率越接近于零,变化越明显;在相同的固有频率下,激励等级越大,理论动扰度越大。而直线 $y=0.08\text{ m}$ 与D、E、F等级的曲线交点的横坐标分别为 0.2 、 0.6 、 3.5 Hz ,要使隔振系统结构之间不发生碰撞,根据式(17),确定动态条件下隔振系统的最小固有频率为 3.5 Hz 。

根据静态试验,隔振系统减小的静扰度为 0.02 m ,结合式(21),得到静态条件下隔振系统的最小固有频率为 7.2 Hz 。然后,结合动态条件下隔振系统的

具有统计相关性,属于平稳的随机过程。

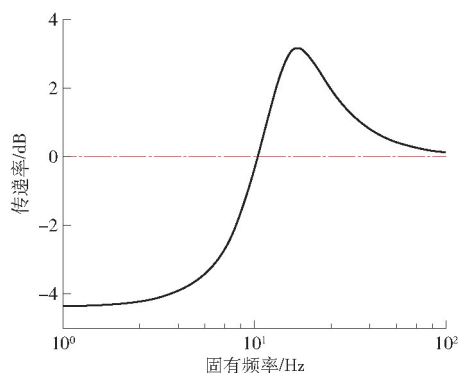


图10 隔振系统固有频率与传递率曲线

Fig. 10 Relationship between natural frequency and transmission rate of vibration isolation system

最小固有频率,确定合适的固有频率为 7.2 Hz ,求出刚度系数为 $59\,253\text{ N}/\text{m}$,再利用式(14),计算出优化后的隔振系统能够有效隔离 9 Hz 以上的振动。

根据优化前后的刚度系数之比,等比例减小缓冲器的弹簧刚度。最后,将悬挂架的实际位移和速度作为式(2)的输入数据,以获取隔振系统的理论响应位移和响应加速度,并与优化前隔振系统的振动数据对比,如图12所示。优化后的隔振系统理论响应位移和响应加速度的均方根分别降低了 29.1% 和 58.4% ,表明此刚度系数有利于提高隔振系统的工作性能。

5 结论

(1)通过田间试验,发现水田土壤作用使隔振系统的固有频率增加了 8.5% ,静扰度和有效隔振频率分别减小了 0.02 m 和 6.4% 。

(2)依据隔振系统垂直方向的位移和加速度数据,建立了搅浆平地机与水田土壤接触的隔振系统模型,利用频域积分和最小二乘法对模型参数进行辨识。得到隔振系统等效阻尼系数为 $12\,329\text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$,土壤作用的等效刚度系数和等效阻尼系数分别为

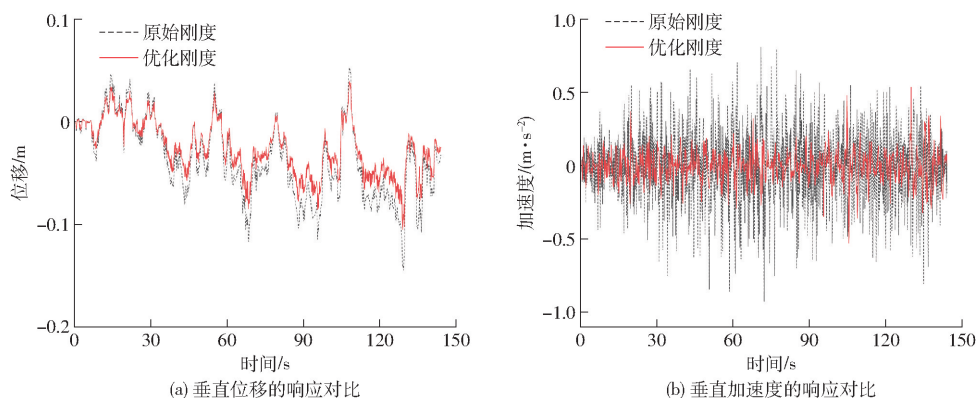


图12 优化刚度与原始刚度的振动响应对比

Fig. 12 Comparison of vibration responses for optimized and original stiffness

11 560 N/m 和 3 129 N·s/m。

(3) 根据搅浆平地机的工作需求, 确定出隔振系统合适的刚度系数为 59 253 N/m, 相比于优化前

的系统, 能够有效隔离 9 Hz 以上的振动, 其理论响应位移和响应加速度的均方根分别降低 29.1% 和 58.4%。

参 考 文 献

- [1] 蒋敏, 李秀彬, 辛良杰, 等. 南方水稻复种指数变化对国家粮食产能的影响及其政策启示[J]. 地理学报, 2019, 74(1): 32-43.
JIANG Min, LI Xiubin, XIN Liangjie, et al. The impact of paddy rice multiple cropping index changes in Southern China on national grain production capacity and its policy implications[J]. Acta Geographica Sinica, 2019, 74(1): 32-43. (in Chinese)
- [2] 姜业成, 孙海全, 史旭曾. 一种水田碎土压茬振捣式提浆机的设计与试验[J]. 农机化研究, 2023, 45(11): 91-97.
JIANG Yecheng, SUN Haiquan, SHI Xuzeng. Design and test of a water field crushing earth pressure-crushing slurry-type pulper[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2023, 45(11): 91-97. (in Chinese)
- [3] 胡炼, 罗锡文, 林潮兴, 等. 1PJ-4.0 型水田激光平地机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(4): 146-151.
HU Lian, LUO Xiwen, LIN Chaoping, et al. Development of 1PJ-4.0 laser leveler installed on a wheeled tractor for paddy field[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(4): 146-151. (in Chinese)
- [4] 周俊, 许建康, 王耀羲, 等. 基于 GNSS 的智能水田旋耕平地机研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(4): 38-43.
ZHOU Jun, XU Jiankang, WANG Yaoxi, et al. Development of paddy field rotary-leveling machine based on GNSS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(4): 38-43. (in Chinese)
- [5] 陈君梅, 赵祚喜, 陈嘉琪, 等. 水田激光平地机非线性水平控制系统[J]. 农业机械学报, 2014, 45(7): 79-84.
CHEN Junmei, ZHAO Zuoxi, CHEN Jiaqi, et al. Design of nonlinear leveling control system for paddy land leveler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(7): 79-84. (in Chinese)
- [6] ZHAO R, HU L, LUO X, et al. Method for estimating vertical kinematic states of working implements based on laser receivers and accelerometers[J]. Biosystems Engineering, 2021, 203: 9-21.
- [7] 景云鹏, 刘刚, 金志坤. GNSS 双天线结合 AHRS 测量农田地形[J]. 农业工程学报, 2019, 35(21): 166-174.
JING Yunpeng, LIU Gang, JIN Zhikun. Topographic survey of farmland based on GNSS dual antenna combined with AHRS[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(21): 166-174. (in Chinese)
- [8] 陈嘉琪, 赵祚喜, 施垒, 等. 水田激光平地机调平系统动力学建模[J]. 农业工程学报, 2015, 31(7): 18-23.
CHEN Jiaqi, ZHAO Zuoxi, SHI Lei, et al. Dynamic modeling of leveling system of paddy field laser leveler[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(7): 18-23. (in Chinese)
- [9] 赵润茂, 胡炼, 罗锡文, 等. 基于时序的水田平地机俯仰角预测建模与试验[J]. 农业工程学报, 2018, 34(11): 34-39.
ZHAO Runmao, HU Lian, LUO Xiwen, et al. Modelling and verification for pitch angle of leveler machine in paddy fields based on time series analysis[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(11): 34-39. (in Chinese)
- [10] 孙启新, 陈书法, 杨进, 等. 水田激光耙浆平地机振动特性研究[J]. 农机化研究, 2016, 38(11): 28-33.
SUN Qixin, CHEN Shufa, YANG Jin, et al. Study on vibration characteristics of laser leveler installed on a tillage machine in paddy field[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2016, 38(11): 28-33. (in Chinese)
- [11] 杨启梁, 蒋崇贤. 水田土壤载荷-下陷特性的研究[J]. 农业机械学报, 1990, 21(3): 84-89.
YANG Qiliang, JIANG Chongxian. Study on the load subsidence characteristics of paddy soil[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1990, 21(3): 84-89. (in Chinese)
- [12] ZHU S, NGOC N T. Study on the variation characteristics of vertical equivalent damping ratio of tire-soil system using semi-empirical model[J]. Journal of Terramechanics, 2014, 51: 67-80.

- [18] 初金星,陈维刚,姜明海,等. 双腔双盘双种带气吸式精量排种器设计与试验[J]. 农机化研究, 2022,44(10):108-117. CHU Jinxing, CHEN Weigang, JIANG Minghai, et al. Design and experiment of double cavity, double disc and double seeding rows pneumatic precision seed-metering device[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2022, 44(10): 108-117. (in Chinese)
- [19] 和贤桃,齐浩君,张东兴,等. 丘坡地水平圆盘式玉米精量排种器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2025,56(1):151-163. HE Xiantao, QI Haojun, ZHANG Dongxing, et al. Design and test of horizontal disc maize precision seed metering device on hilly land[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(1):151-163. (in Chinese)
- [20] 《农业机械设计手册》编委会. 农业机械设计手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2007.
- [21] 董建鑫,黄玉祥,沈浩,等. 锥面导流式大豆高速精量排种器设计与试验[J]. 农机化研究, 2022,44(11):37-45. DONG Jianxin, HUANG Yuxiang, SHEN Hao, et al. Design and experiment of cone diversion type soybean high speed precision metering device[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2022, 44(11): 37-45. (in Chinese)
- [22] LI C, CUI T, ZHANG D, et al. Design and experiment of a centrifugal filling and cleaning high-speed precision seed metering device for maize[J]. Journal of Cleaner Production, 2023, 426:1-18
- [23] CAO X, WANG L, LIAO Q, et al. Simulation of the mixing component of a horizontal air-assisted centralised wheat metering device[J]. Biosystems Engineering, 2024, 243:13-26.
- [24] SU W, ZHU D, HUANG J, et al. Estimation of the vertical leaf area profile of corn (*Zea mays*) plants using terrestrial laser scanning (TLS)[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2018, 150:5-13.
- [25] 王伟伟,宋岚洲,石文兵,等. 气吸双行错置式玉米密植精量排种器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024,55(3):53-63. WANG Weiwei, SONG Lanzhou, SHI Wenbing, et al. Design and experiment of air-suction double-row staggered precision seed metering device for maize dense planting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(3): 53-63. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 205 页)

- [13] 崔龙飞,薛新宇,丁素明,等. 双钟摆主被动悬架式大型喷雾机喷杆动力学仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2017,48(2):82-90. CUI Longfei, XUE Xinyu, DING Suming, et al. Modeling and simulation of dynamic behavior of large spray boom with active and passive pendulum suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(2): 82-90. (in Chinese)
- [14] 王敏,廖松泉,孙翊,等. 基于压电摩擦阻尼的四参数隔振系统等效建模与频变阻尼特性分析[J]. 机械工程学报, 2023, 59(5):192-201. WANG Min, LIAO Songquan, SUN Yi, et al. Equivalent modeling and frequency-dependent damping characteristics analysis of a four-parameter isolator based on friction damping[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(5): 192-201. (in Chinese)
- [15] 陆则坚,钱焱焱,潘君拯. 我国水田土壤流变特性研究(第一报)——我国水田土壤的流变模型和流变参数分析[J]. 农业机械学报, 1982,13(2):43-54. LU Zejian, QIAN Yanqiao, PAN Junzheng. Rheological characteristics of paddy-field soils in China(1)—rheological model of paddy-field soils in China and analyses of rheological coefficients[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1982, 13(2): 43-54. (in Chinese)
- [16] KONG X, YANG W, LI B, et al. Application of stabilized numerical integration method in acceleration sensor data processing[J]. IEEE Sensors Journal, 2021, 21(6): 8194-8203.
- [17] 方新磊,郝伟,陈宏. 基于频域滤波的加速度信号处理[J]. 仪表技术与传感器, 2012(4):94-96. FANG Xinlei, HAO Wei, CHEN Hong. Acceleration signal processing based on frequency domain filtering[J]. Instrument Technique and Sensors, 2012(4): 94-96. (in Chinese)
- [18] 程耀东. 机械振动学(线性系统)[M]. 杭州:浙江大学出版社, 1988.
- [19] 朱思洪,马佳富,袁加奇,等. 水田作业工况的拖拉机振动特性[J]. 农业工程学报, 2016,32(11):31-38. ZHU Sihong, MA Jiafu, YUAN Jiaqi, et al. Vibration characteristics of tractor in condition of paddy operation[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(11): 31-38. (in Chinese)
- [20] 周长城. 汽车平顺性与悬架系统设计[M]. 北京:机械工业出版社, 2011.
- [21] 徐嘉浩,顾久,郑玲玲,等. 四轮路面激励生成工具开发及应用[J]. 汽车工程学报, 2020,10(3):164-169. XU Jiahao, GU Jiu, ZHENG Lingling, et al. Development and application of four-wheel road excitation generation tool[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2020, 10(3): 164-169. (in Chinese)
- [22] 全国拖拉机标准化技术委员会. GB/T 1593—2015 农业轮式拖拉机后置式三点悬挂装置 0, 1N, 1, 2N, 2, 3N, 3, 4N 和 4 类[S]. 北京:中国标准出版社, 2015.
- [23] 全国拖拉机标准化技术委员会. GB/T 1592.3—2016 农业拖拉机后置动力输出轴 1, 2, 3 和 4 型 第 2 部分:窄轮距拖拉机防护罩尺寸和空隙范[S]. 北京:中国标准出版社, 2016.