doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.09.040

考虑药罐液体晃动的喷雾机底盘悬架控制方法

陈　雨　张　烁　陈宇翔　郭佩杰　陈　军　闫小丽
（西北农林科技大学机械与电子工程学院，陕西杨凌 712100）

摘要：针对高地隙喷雾机在复杂工况激励下药罐药液晃动导致其平顺性和稳定性较差的问题，设计了一套由空气弹簧和磁流变减振器组成的喷雾机底盘半主动空气悬架系统。在此基础上，建立了空气弹簧数学模型、半主动悬架数学模型以及考虑药液晃动因素的整车七自由度动力学模型。结合喷雾机运行工况特点，提出了一种混合天棚控制和地棚控制的混棚 PID 控制方法，建立了 Matlab/Simulink 仿真控制模型，并进行了仿真研究。结果表明：应用所提出的控制方法，簧载质心加速度降低了 30.1%，侧倾角速度降低了 34.6%，俯仰角速度降低了 37.1%，轮胎动载荷降低了 26.5%。根据喷雾机转场运输与喷药作业工况环境以及悬架控制方式，进行了喷雾机底盘悬架减振控制性能以及药液晃动抑制效果实车试验。试验结果表明：在非田间路面运行时，在混棚 PID 控制下，簧载质心加速度降低了 18.44%，侧倾角速度降低了 23.88%，俯仰角速度降低了 22.50%，轮胎动载荷降低了 9.67%；在田间路面运行时，在混棚 PID 控制下，簧载质心加速度降低了 26.97%，侧倾角速度降低了 26.14%，俯仰角速度降低了 25.49%，喷杆晃动角速度降低了 21.69%，轮胎动载荷降低了 13.88%；同时，通过分析液面的极差，验证了在不同充液比下药液晃动均能得到明显抑制。

关键词：高地隙喷雾机；空气悬架；药液晃动；混棚 PID 控制
中图分类号：S49　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2025)09-0492-11　　**OSID**：

Sprayer Chassis Suspension Control Method Considering Liquid Sloshing in Tank

CHEN Yu　ZHANG Shuo　CHEN Yuxiang　GUO Peijie　CHEN Jun　YAN Xiaoli
(*College of Mechanical and Electronic Engineering*, *Northwest A&F University*, *Yangling*, *Shaanxi* 712100, *China*)

Abstract: A semi-active air suspension system composed of air spring and MR damper was designed to solve the problem of poor smoothness and stability of sprayer with high clearance sprayer under complex excitation conditions. On this basis, the mathematical model of air spring, mathematical model of semi-active suspension and seven-degree-of-freedom dynamic model of vehicle, including the slogging factor were established. Combined with the characteristics of the sprayer operating conditions, a hybrid PID control method of ceiling control and floor control was proposed. The Matlab/Simulink simulation control model was established and the simulation research was carried out. The results showed that with the proposed control method, the sprung centroid acceleration was reduced by 30.1%, the roll angle speed was reduced by 34.6%, the pitch angle speed was reduced by 37.1%, and the tire dynamic load was reduced by 26.5%. According to the working environment of sprayer transfer and spraying operation and the suspension control mode, the real vehicle tests on the suspension performance of sprayer chassis and the inhibition effect of liquid sloth were carried out. The test results showed that under the action of PID, the sprung center of mass acceleration was decreased by 18.44%, the roll angle speed was decreased by 23.88%, the pitch angle speed was decreased by 22.50%, and the tire dynamic load was decreased by 9.67%. Under the action of PID in the field road, the sprung centroid acceleration was decreased by 26.97%, the roll angle speed was decreased by 26.14%, the pitch angle speed was decreased by 25.49%, the boom swing angle speed was decreased by 21.69%, and the tire dynamic load was decreased by 13.88%. At the same time, by analyzing the range of liquid surface, it was proved that the liquid sloshing could be inhibited obviously at different filling ratios.

Key words: high clearance sprayer; air suspension; liquid medicine sloshing; mixing shed PID control

收稿日期：2024-05-16　修回日期：2024-06-05
基金项目：国家自然科学基金青年科学基金项目(32001428)、国家重点研发计划项目(2022YFD1900304)和陕西省重点研发计划项目(2024NC-YBXM-202、2024NC-YBXM-244、2023-ZDLNY-62)
作者简介：陈雨(1989—)，男，副教授，博士生导师，主要从事智能农业装备设计与控制研究，E-mail：jdxy73@nwafu.edu.cn
通信作者：闫小丽(1969—)，女，副教授，主要从事旱作农业机械化技术与装备研究，E-mail：yxl9212@nwsuaf.edu.cn

0　引言

高地隙自走式喷雾机对促进我国粮食安全生产和农业稳定发展具有重要作用[1-3]。悬架是高地隙自走式喷雾机底盘的重要部件，可有效改善整机行驶平顺性、提升作业效率、保障喷雾质量[4-8]。目前，喷雾机底盘悬架系统的研究主要在结构设计和减振控制两方面。在结构改进方面，陈雨[9]设计了一种带附加气室独立式立轴空气悬架，以空气通过节流阀产生节流损失的方式来耗散振动能量；李中祥[10]提出了一种气液组合悬架系统，利用液压减振系统提供阻尼。在减振控制研究方面，武秀恒[11]提出了一种空气悬架 H∞ 状态反馈与时频非线性联合减振控制策略；谯超凡[12]提出了基于遗传算法优化的模糊 PID 控制减振策略；杨帆等[13]提出了一种基于路况识别的多工况主动悬架控制系统。

然而，围绕高地隙喷雾机开展的整机动力学及悬架系统的研究大多忽略了液体因素的影响，药液易于流动的特性和喷雾机运行状态的改变使得药液在外力作用下晃动冲击药罐壁面，产生变化的动态负载，致使侧倾/俯仰力矩增加，降低了整机稳定性[14-18]。对此，路力权等[19]利用等效模型法建立了液体晃动的等效模型，建立综合药液晃动的整车七自由度垂向动力学模型，并对喷雾机底盘悬架进行了优化设计。

根据喷雾机底盘的空间布局和悬架设计要求设计一套喷雾机底盘悬架系统，并结合喷雾机实际工况，在基于药液晃动等效模型的基础上，建立综合药液晃动的喷雾机整车七自由度可调阻尼力垂向动力学模型，开展底盘悬架系统减振控制研究，并进行整车试验，验证底盘悬架系统减振控制以及药液晃动抑制效果。

1　喷雾机垂向动力学模型建立

1.1　喷雾机半主动悬架模型建立

结合所设计的喷雾机整机布局结构，确定以空气弹簧和磁流变减振器组成的半主动空气悬架方案，通过磁流变减振器实现阻尼力的连续可调[20-23]。考虑到结构的紧凑性和稳定性，采用空气弹簧与减振器并联的布置方式，同时为了避免悬架受到切向力的影响配备导向机构，保证悬架作用力始终沿着垂直方向，底盘悬架系统总体结构如图 1 所示。

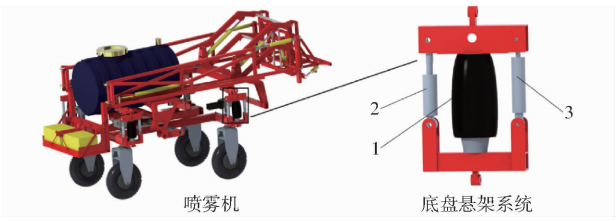


图 1　喷雾机底盘悬架系统结构图

Fig. 1　Structural diagram of sprayer chassis suspension system

1. 空气弹簧　2. 导向机构　3. 磁流变减振器

1.2　喷雾机半主动悬架数学模型

图 2 为空气弹簧受力简图，假设空气弹簧充气后高度为 h，在垂直载荷 W 的作用下弹簧处于静止状态，则空气弹簧支持力 F 计算式为

$$W = F = (p_1 - p_a)A_e \tag{1}$$

式中　A_e——空气弹簧有效面积，m^2

p_a——大气压力，Pa

p_1——空气弹簧内任意状态下的绝对气体压力，Pa

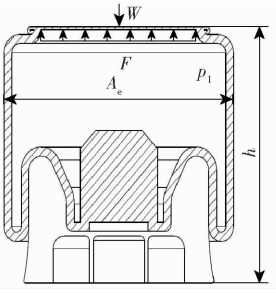


图 2　空气弹簧平衡位置受力简图

Fig. 2　Force diagram of air spring equilibrium position

通过研究发现，空气弹簧在高度发生变化时，体积与有效面积均发生较大的改变，其内部压力的变化对体积变化率和有效面积变化率的影响很小，故做如下假设：空气弹簧的体积和有效面积只受到弹簧高度 h 的影响，与空气弹簧内部气压无关。故空气弹簧体积 V_1、有效面积 A_e 计算式为

$$V_1 = V_{10} + \frac{dV_1}{dh}h \tag{2}$$

$$A_e = A_{e0} + \frac{dA_e}{dh}h \tag{3}$$

式中　V_{10}——空气弹簧初始体积，m^3

A_{e0}——空气弹簧初始有效面积，m^2

对式(2)、(3)求导，得到体积 V_1 与有效面积 A_e 随时间 t 的变化关系

$$\dot{V}_1 = \frac{dV_1}{dh}\frac{dh}{dt} = V_1'\dot{h} \tag{4}$$

$$\dot{A}_e = \frac{dA_e}{dh}\frac{dh}{dt} = A_e'\dot{h} \tag{5}$$

式中　A_e'——A_e 关于高度 h 的偏导数，即 A_e 随 h 的变化率

V_1'——V_1 关于高度 h 的偏导数，即 V_1 随 h 的变化率

对式(1)求导，可得空气弹簧外作用力与弹簧

有效面积、内部压强之间的变化关系式为

$$\dot{F} = \dot{p}_1 A_e(h) + (p_1 - p_a) A_e' \dot{h} \tag{6}$$

空气弹簧在运动过程中 p_1、V_1 始终满足

$$p_1 V_1 = p_{10} V_{10} \tag{7}$$

式中 p_{10}——空气弹簧初始气压,Pa

对两边求导可得

$$\dot{p}_1 = -\frac{p_{10} V_{10}}{V_1^2} \dot{V}_1 \tag{8}$$

即

$$\dot{F} = -\frac{p_{10} V_{10}}{V_1^2(h)} V_1' \dot{h} A_e(h) + (p_1 - p_a) A_e' \dot{h} \tag{9}$$

由于空气弹簧在运动过程中有效面积变化率 A_e' 较小,且不易得到其与高度的变化关系,故对模型进行简化,取其有效面积变化率为 0,令 $V_1 = A_{e0} h$,即

$$\begin{cases} F = \left(\dfrac{p_{10} V_{10}}{A_{e0} h} - p_a \right) A_{e0} \\ \dot{F} = -\dfrac{p_{10} V_{10}}{h^2} \dot{h} \end{cases} \tag{10}$$

图 3 为喷雾机空气悬架振动模型。1/4 喷雾机簧载质量用 m_b 表示,其在喷药时为时变值,z_b 为车身挠动,z_t 为簧下质量挠动,应用牛顿第二定律,得到空气弹簧受力表达式为

$$m_b \ddot{z}_b = F - F_{cs} - W_g \tag{11}$$

$$F_{cs} = c_s(\dot{z}_b - \dot{z}_t) + \mathrm{sgn}(\dot{z}_b - \dot{z}_t) F_\eta \tag{12}$$

式中 F_{cs}——减振器产生的阻尼力,N

W_g——簧载质量产生的重力,N

c_s——减振器黏滞阻尼系数,N·s/m

F_η——电磁阻尼力,受电流大小影响为变值,其方向应与悬架运动方向相同,N

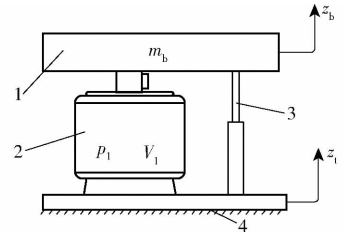


图 3 空气悬架振动模型

Fig. 3 Air suspension vibration model

1. 簧载质量 2. 空气弹簧 3. 磁流变减振器 4. 车轮总成

设空气弹簧设计高度为 h_e,则弹簧高度 $h(t)$ 可表示为

$$h(t) = h_e + z_b - z_t \tag{13}$$

式中 h_e——空气弹簧设计高度,m

对式(13)两边求导,有

$$\dot{h}(t) = \dot{z}_b - \dot{z}_t \tag{14}$$

至此,喷雾机半主动悬架的所有垂向动力学方程皆可由 z_b、z_t 表达,式(10)、(14)联立即为喷雾机半主动悬架的非线性数学模型。

1.3 喷雾机垂向数学模型

引入空气弹簧支持力、磁流变阻尼器黏滞阻尼系数、电磁阻尼力、轮胎刚度 k_t 与阻尼系数 c_t 等参数,得到 1/4 喷雾机半主动底盘悬架系统垂向动力学模型,如图 4 所示。

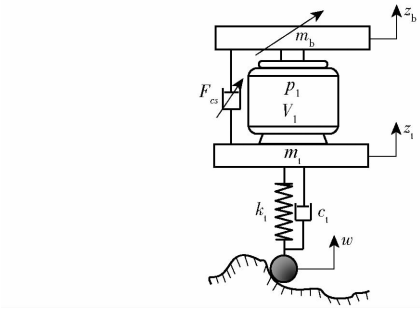


图 4 1/4 喷雾机垂向动力学模型

Fig. 4 Vertical dynamic model of 1/4 sprayer

得到 1/4 车轮立轴空气悬架非线性振动模型

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_b = F - F_{cs} - m_b g \\ m_t \ddot{z}_t = F_{cs} - (F - m_b g) - \\ \qquad k_t(z_t - w) - c_t(\dot{z}_t - \dot{w}) \end{cases} \tag{15}$$

式中 w——路面激励,m

将 4 个 1/4 模型进行融合可以得到整车七自由度垂向可调阻尼力动力学模型,如图 5 所示。

图 5 中 θ 表示簧上车身的横向侧倾角,rad;φ 表示簧上车身的纵向俯仰角,rad;u 表示整车前进速度,m/s;m_s 表示整车负载,kg;m_{tij} 表示轮胎质量,kg;B_F、B_R 表示前、后轮距,由于两者相等,均可用 B 表示,m;a、b 分别表示质心与车辆前、后轴的距离,m;z_{COG} 表示车辆质心受到的激励,m;k_{tij} 表示轮胎刚度,N/m;c_{tij} 表示轮胎阻尼系数,N·s/m;z_{tij} 表示车轮受到的垂向激励,m;w_{ij} 表示经过的路面激励,m;F_{csij} 表示减振器产生的阻尼力;p_{1ij} 表示空气弹簧内部压力,Pa;V_{1ij} 表示空气弹簧体积,m^3;下角 ij 表示 FL、FR、RL、RR,分别为左前、右前、左后、右后。

将负载横向与纵向的转动惯量设为 J_r、J_p,若簧载质量质心至侧倾和俯仰中心距离为 0,结合团队对药液晃动的机理研究,根据牛顿第二定律,轮胎载荷(地面受的力)可表示为

$$F_{tFL} = \left[m_s \frac{b}{2(a+b)} + m_{tFL} \right] g - k_{tFL}(z_{tFL} - w_{FL}) - c_{tFL}(\dot{z}_{tFL} - \dot{w}_{FL}) \tag{16}$$

$$F_{tFR} = \left[m_s \frac{b}{2(a+b)} + m_{tFR} \right] g - k_{tFR}(z_{tFR} - w_{FR}) - c_{tFR}(\dot{z}_{tFR} - \dot{w}_{FR}) \tag{17}$$

$$F_{tRL} = \left[m_s \frac{a}{2(a+b)} + m_{tRL} \right] g - k_{tRL}(z_{tRL} - w_{RL}) - c_{tRL}(\dot{z}_{tRL} - \dot{w}_{RL}) \tag{18}$$

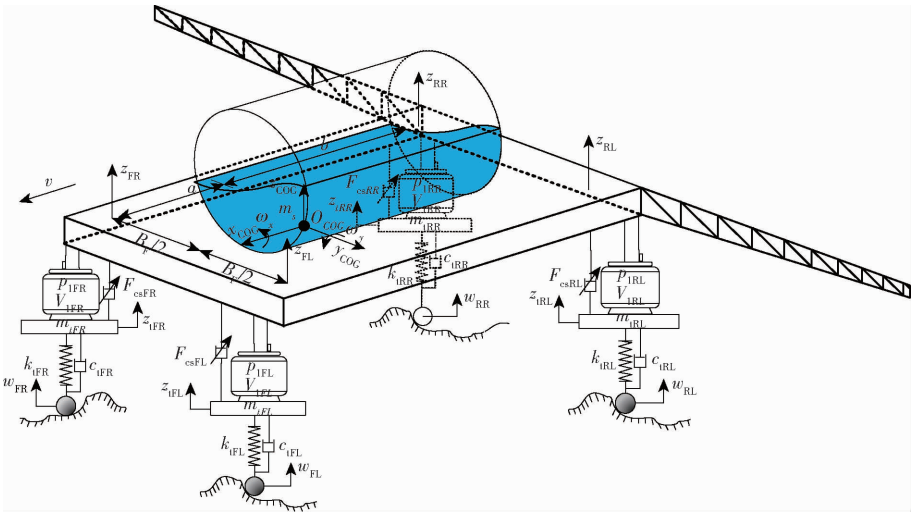


图 5　喷雾机整车七自由度垂向动力学模型

Fig. 5　Seven-DOF vertical dynamic model of full vehicle of spray machine

$$F_{tRR}=\left[m_s\frac{a}{2(a+b)}+m_{tRR}\right]g-k_{tRR}(z_{tRR}-w_{RR})-c_{tRR}(\dot z_{tRR}-\dot w_{RR}) \tag{19}$$

由式(16)~(19)可知,各个轮胎所受的垂向载荷主要包括车辆处于静平衡位置的载荷和由车轮受路面激励而垂向运动引起的动态载荷。非簧载质量振动微分方程为

$$\begin{aligned}m_{tFL}\ddot z_{tFL}&=F_{csFL}-(F_{FL}-m_{bFL}g)-k_{tFL}(z_{tFL}-w_{FL})-c_{tFL}(\dot z_{tFL}-\dot w_{FL})+\\&\frac{B_F}{2}[-m_{c0}z_{c0}\dot v_{c0}-m_{c1}z_{c1}(\dot v_{c0}+\dot y_{c1})+m_{c1}gy_{c1}]-\\&a[-m_{f0}h_{f0}\dot v_{f0}-m_{f1}h_{f1}(\dot v_{f0}+\dot x_{f1})+m_{f1}gx_{f1}]\end{aligned} \tag{20}$$

$$\begin{aligned}m_{tFR}\ddot z_{tFR}&=F_{csFR}-(F_{FR}-m_{bFR}g)-k_{tFR}(z_{tFR}-w_{FR})-c_{tFR}(\dot z_{tFR}-\dot w_{FR})-\\&\frac{B_F}{2}[-m_{c0}z_{c0}\dot v_{c0}-m_{c1}z_{c1}(\dot v_{c0}+\dot y_{c1})+m_{c1}gy_{c1}]-\\&a[-m_{f0}h_{f0}\dot v_{f0}-m_{f1}h_{f1}(\dot v_{f0}+\dot x_{f1})+m_{f1}gx_{f1}]\end{aligned} \tag{21}$$

$$\begin{aligned}m_{tRL}\ddot z_{tRL}&=F_{csRL}-(F_{RL}-m_{bRL}g)-k_{tRL}(z_{tRL}-w_{RL})-c_{tRL}(\dot z_{tRL}-\dot w_{RL})+\\&\frac{B_R}{2}[-m_{c0}z_{c0}\dot v_{c0}-m_{c1}z_{c1}(\dot v_{c0}+\dot y_{c1})+m_{c1}gy_{c1}]+\\&b[-m_{f0}h_{f0}\dot v_{f0}-m_{f1}h_{f1}(\dot v_{f0}+\dot x_{f1})+m_{f1}gx_{f1}]\end{aligned} \tag{22}$$

$$\begin{aligned}m_{tRR}\ddot z_{tRR}&=F_{csRR}-(F_{RR}-m_{bRL}g)-k_{tRR}(z_{tRR}-w_{RR})-c_{tRR}(\dot z_{tRR}-\dot w_{RR})-\\&\frac{B_R}{2}[-m_{c0}z_{c0}\dot v_{c0}-m_{c1}z_{c1}(\dot v_{c0}+\dot y_{c1})+m_{c1}gy_{c1}]+\\&b[-m_{f0}h_{f0}\dot v_{f0}-m_{f1}h_{f1}(\dot v_{f0}+\dot x_{f1})+m_{f1}gx_{f1}]\end{aligned} \tag{23}$$

簧载质量振动微分方程为

$$m_s\ddot z_{COG}=F_{FL}+F_{FR}+F_{RL}+F_{RR}-F_{csFL}-F_{csFR}-F_{csRL}-F_{csRR}-m_sg \tag{24}$$

$$\begin{aligned}J_r\ddot\theta&=(F_{FL}-F_{csFL}-F_{FR}+F_{csFR})\frac{B_F}{2}+(F_{RL}-F_{csRL}-F_{RR}+F_{csRR})\frac{B_F}{2}+\\&\frac{B}{2}[-m_{c0}z_{c0}\dot v_{c0}-m_{c1}z_{c1}(\dot v_{c0}+\dot y_{c1})+m_{c1}gy_{c1}]\end{aligned} \tag{25}$$

$$\begin{aligned}J_p\ddot\varphi&=(F_{RL}-F_{csRL}+F_{RR}-F_{csRR})b-(F_{FL}-F_{csFL}+F_{FR}-F_{csFR})a+\\&(b-a)[-m_{f0}h_{f0}\dot v_{f0}-m_{f1}h_{f1}(\dot v_{f0}+\dot x_{f1})+m_{f1}gx_{f1}]\end{aligned} \tag{26}$$

由于侧倾俯仰角一般数值较小,可得 $\sin\theta\approx\theta$,$\sin\varphi\approx\varphi$,则根据图 5 可得悬架与车身连接点的几何关系为

$$\begin{cases}z_{FL}=z_{COG}+\dfrac{B_F}{2}\theta-a\varphi & \dot z_{FL}=\dot z_{COG}+\dfrac{B_F}{2}\dot\theta-a\dot\varphi\\ z_{FR}=z_{COG}-\dfrac{B_F}{2}\theta-a\varphi & \dot z_{FR}=\dot z_{COG}-\dfrac{B_F}{2}\dot\theta-a\dot\varphi\\ z_{RL}=z_{COG}+\dfrac{B_F}{2}\theta+b\varphi & \dot z_{RL}=\dot z_{COG}+\dfrac{B_F}{2}\dot\theta+b\dot\varphi\\ z_{RR}=z_{COG}-\dfrac{B_F}{2}\theta+b\varphi & \dot z_{RR}=\dot z_{COG}-\dfrac{B_F}{2}\dot\theta+b\dot\varphi\\ \omega_x=\dot\theta & \omega_y=\dot\varphi\end{cases} \tag{27}$$

式(16)~(27)即为喷雾机整车可调阻尼力垂向动力学方程。

2　底盘悬架系统减振控制方法

2.1　控制方法选择

底盘悬架系统总体控制策略如图 6 所示。

由于喷雾机在不同的运行工况下对悬架的减振要求不同,在转场运输时,主要考虑喷雾机行驶平顺

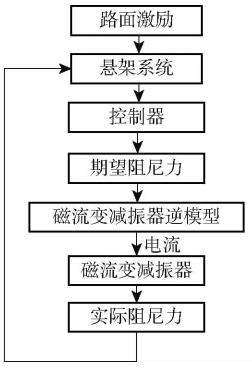


图 6 底盘悬架系统总体控制策略

Fig. 6 Overall control strategy of chassis suspension system

性;在田间作业时,则要同时降低对土壤的破坏,兼顾地面友好性。为此,本文融合天棚阻尼控制策略与地棚阻尼控制策略,利用 PID 控制,在保证乘坐舒适性的同时,减少轮胎动载荷,增强操纵稳定性,避免对土壤的压实破坏。

2.2 混棚 PID 控制模型建立

对于磁流变减振器而言[24],在参考天棚与地棚阻尼控制方法时,必须充分考虑到簧载质量与簧下质量的绝对运动速度(dz_b 与 dz_t),同时也要考虑到悬架动挠度,也就是簧载质量与簧下质量的相对运动速度,如表 1、2 所示。

表 1 等效天棚控制阻尼力输出

Tab. 1 Output of equivalent ceiling control damping force

运动情况	簧载质量运动方向	悬架动挠度变化	理想阻尼力方向	实际阻尼力方向	电磁阻尼力情况
$dz_b>0$& $dz_b-dz_t>0$	向上	增大	向下	向下	正常输出
$dz_b<0$& $dz_b-dz_t>0$	向下	增大	向上	向下	停止输出
$dz_b>0$& $dz_b-dz_t<0$	向上	减小	向下	向上	停止输出
$dz_b<0$& $dz_b-dz_t<0$	向下	减小	向上	向上	正常输出

表 2 等效地棚控制阻尼力输出

Tab. 2 Output of equivalent floor control damping force

运动情况	簧下质量运动方向	悬架动挠度变化	理想阻尼力方向	实际阻尼力方向	电磁阻尼力情况
$dz_t>0$& $dz_b-dz_t>0$	向上	增大	向下	向上	停止输出
$dz_t<0$& $dz_b-dz_t>0$	向下	增大	向上	向上	正常输出
$dz_t>0$& $dz_b-dz_t<0$	向上	减小	向下	向下	正常输出
$dz_t<0$& $dz_b-dz_t<0$	向下	减小	向上	向下	停止输出

由于天棚控制的控制目标为使簧载质量加速度尽可能小,当簧载质量相对地面运动速度方向与簧载质量和簧下质量相对运动速度方向相同时,将电流按照控制量正常进行输入;当簧载质量相对地面运动速度方向与簧载质量和簧下质量的相对运动速度方向相反时,为避免负载产生较大的加速度,取消电流输入。同理,地棚控制时,当簧下质量相对地面运动速度方向与簧载质量和簧下质量的相对运动速度方向相同时,取消电流输入;当簧下质量相对地面运动速度方向与簧载质量和簧下质量的相对运动速度方向相反时,将电流按照控制量正常输入。根据电磁阻尼力的输出情况设置天棚系数与地棚系数,当阻尼力正常输出时,设置系数为 1;当阻尼力停止输出时,设置系数为 0。

为了实现天棚阻尼控制,将簧载质量加速度的目标值设定为 0,旨在将簧载质量振动最小化。相应地,在地棚阻尼控制中,将簧下质量加速度的目标值设定为 0,以减小其车轮对路面的载荷。为了同时实现簧载加速度和轮胎动载荷的有效降低,采用结合天棚和地棚控制的混棚 PID 控制策略,将天棚阻尼力与地棚阻尼力根据混合系数进行混合,控制流程图如图 7 所示。

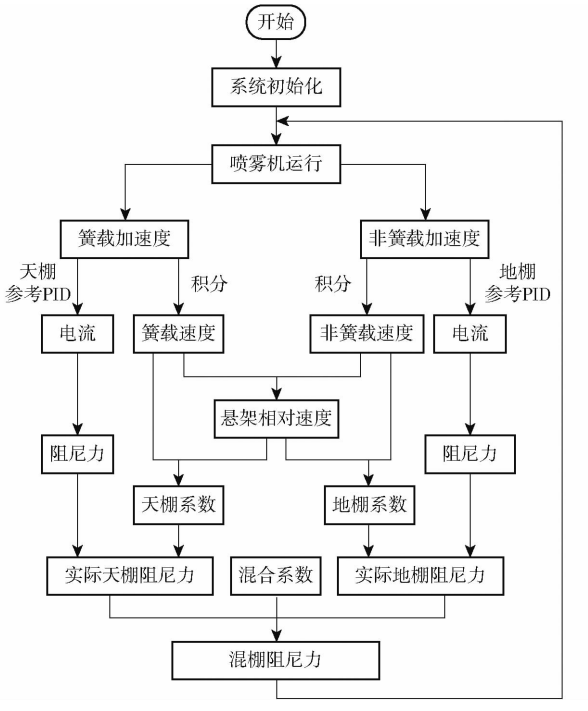


图 7 混棚 PID 控制流程图

Fig. 7 PID control flowchart of mixed shed

3 仿真分析

3.1 Simulink 仿真模型建立

以生成的随机路面为初始激励信号,结合喷雾机实际作业路况,在转场运输时选择路面条件较好

的 B 级路面仿真；在田间作业时选择路面条件较差的 E 级路面仿真。采用一阶滤波带白噪声法建立路面激励时域模型[25]

$$\dot{w}(t) = -2\pi n_{d0} v w(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_w(n_0)v}\, q(t) \quad (28)$$

式中　$w(t)$——路面位移输入，m

$\dot{w}(t)$——路面不平度垂直速度，m/s

$q(t)$——限带白噪声

n_{d0}——路面空间截止频率，Hz

$G_w(n_0)$——路面不平度系数

n_0——路面空间频率，Hz

为探究车身侧倾运动，生成左右车轮不同的随机路面。同时，考虑到前后车轮的路面激励存在一定的时间延迟，结合前后轮距及喷雾机行驶速度，建立随机路面仿真模型，如图 8 所示。

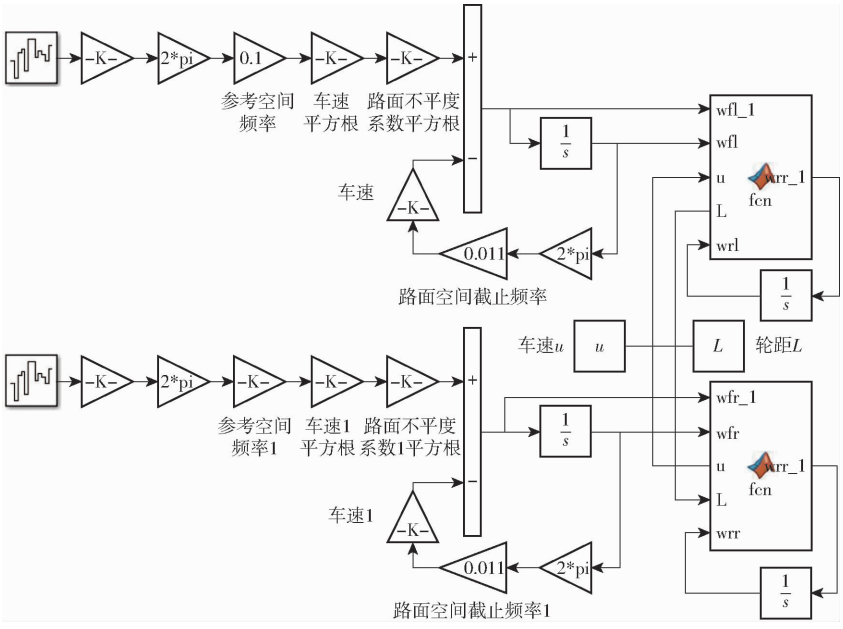


图 8　随机路面仿真模型

Fig. 8　Random road surface simulation model

以已得到的喷雾机整车七自由度垂向动力学模型为基础搭建动力学仿真模型，以质心垂向加速度、侧倾俯仰角速度、轮胎动载荷为输出。通过在仿真前设置受药罐充液比影响的簧载质量、侧倾转动惯量、俯仰转动惯量以及前后轮空气弹簧的初始气压（p_{10}、p_{20}）等初始参数，确保悬架保持在理想的工作高度，所搭建的喷雾机整车垂向仿真模型如图 9 所示。

3.2　仿真结果分析

通过遗传算法确定 PID 参数以及混合系数，最终仿真参数 K_P 设置为 0.043 0，K_I 设置为 0.010 8，K_D 设置为 0.044 9，混合系数设置为 0.827 3，将混棚 PID 加入到喷雾机整车动力学模型中，得到仿真结果如图 10 所示。

采用混棚 PID 控制策略后，喷雾机的簧载质心加速度、侧倾角速度、俯仰角速度以及轮胎动载荷均显著降低。通过计算，簧载质心加速度均方根从 0.109 8 m/s^2 降至 0.076 8 m/s^2，降低了 30.1%；侧倾角速度均方根从 0.048 3 rad/s 降至 0.031 6 rad/s，降低了 34.6%；俯仰角速度均方根从 0.023 2 rad/s 降至 0.014 6 rad/s，降低了 37.1%；同时，轮胎动载荷的均方根也从 27.548 8 N 降至 20.243 9 N，降低了 26.5%。这些结果表明，混棚 PID 的方法在提升喷雾机乘坐舒适性和行驶稳定性方面具有显著成效。

4　实车试验

4.1　试验设计

采用对比试验的方法，首先利用传感器与陀螺仪直接或间接测得喷雾机质心垂向加速度、侧倾角速度、俯仰角速度、轮胎动载荷与喷杆晃动角速度，在不同作业环境下对比混棚 PID 半主动悬架控制下的参数，每组试验重复 3 次，以验证控制的可靠性。

其次利用高速摄像机获取在相同负载、车速、路面激励的条件下，药液在被动悬架与半主动悬架控制下的液面状态，对比分析液面晃动幅度峰值，以验证控制过程中对药液晃动的抑制作用，实车试验流程如图 11 所示。

4.2　试验结果及分析

喷雾机在非田间路面运行时，在混棚 PID 控制下，各参数的时域图如图 12 所示。采用混棚 PID 控制策略后，喷雾机的簧载质心垂向加速度、侧倾角速度、俯仰角速度以及轮胎动载荷显著降低。

表 3 为喷雾机在非田间路面运行时，在混棚

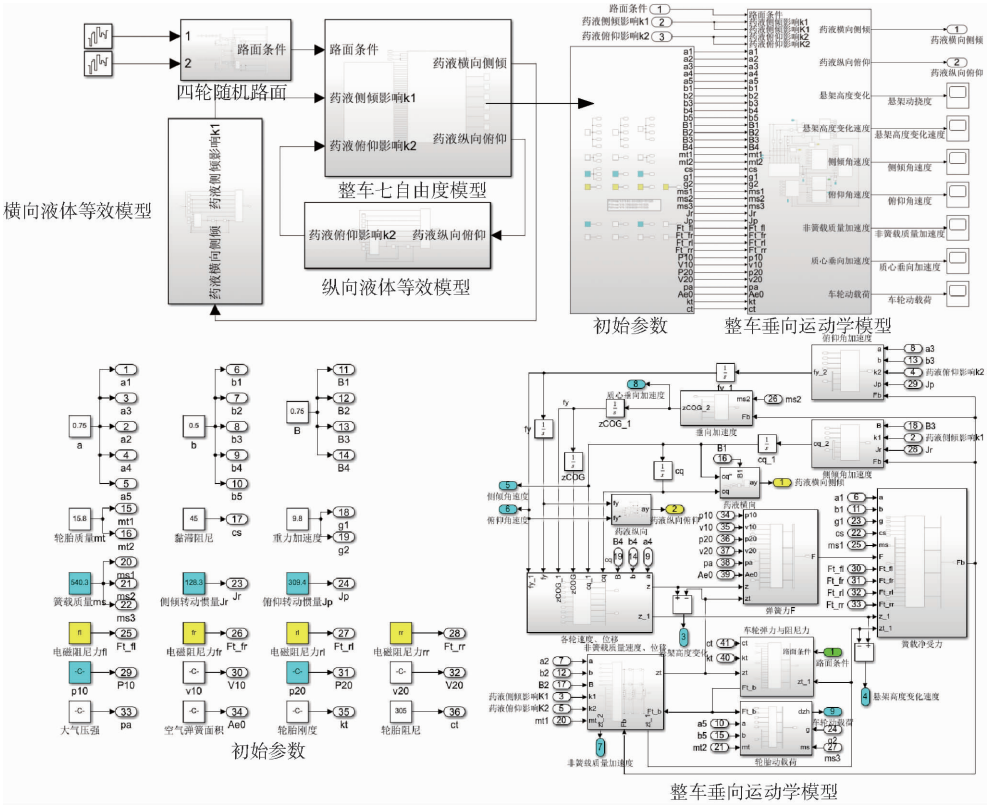


图 9 考虑药液晃动的喷雾机整车垂向仿真模型

Fig. 9 Vertical simulation model of spray considering liquid sloshing

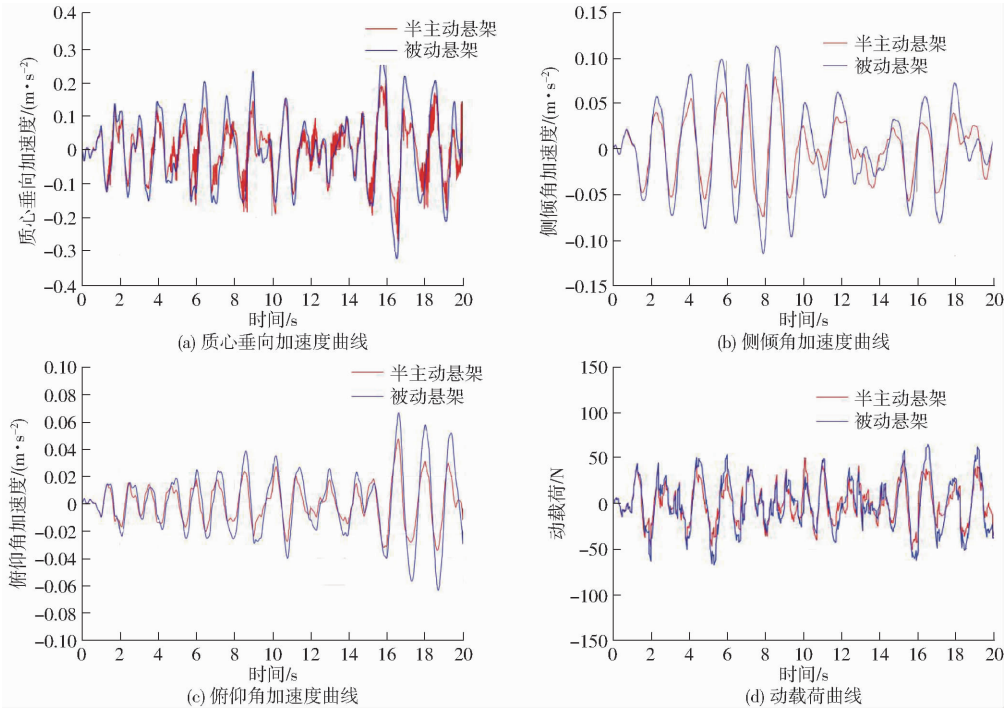


图 10 喷雾机整车混棚 PID 控制结果

Fig. 10 PID control results of mixing shed of sprayer

PID 控制下各参数的均方根。

结果表明,在非田间路面行驶时,混棚 PID 的控制方法有效结合了天棚 PID 控制与地棚 PID 控制的优点,簧载质心垂向加速度的均方根从 0.189 8 m/s^2 降至 0.154 8 m/s^2,减少了 18.44%;侧倾角速度的均方根从 0.006 7 rad/s 降至 0.005 1 rad/s,减少了 23.88%;俯仰角速度的均方根从 0.004 0 rad/s 降至 0.003 1 rad/s,减少了 22.50%;轮胎动载荷的均方根从 11.009 8 N 降至 9.944 9 N,减少了 9.67%。

图 13 为喷雾机在田间路面运行时,在混棚 PID

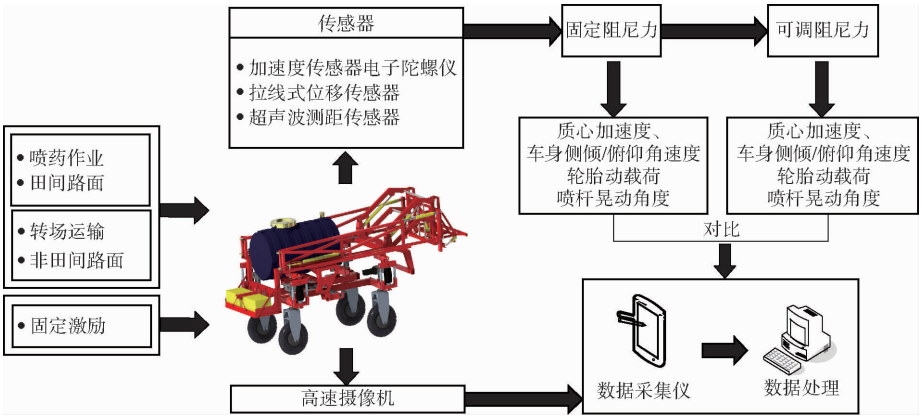


图 11　实车试验流程图

Fig. 11　Flowchart of vehicle experiment

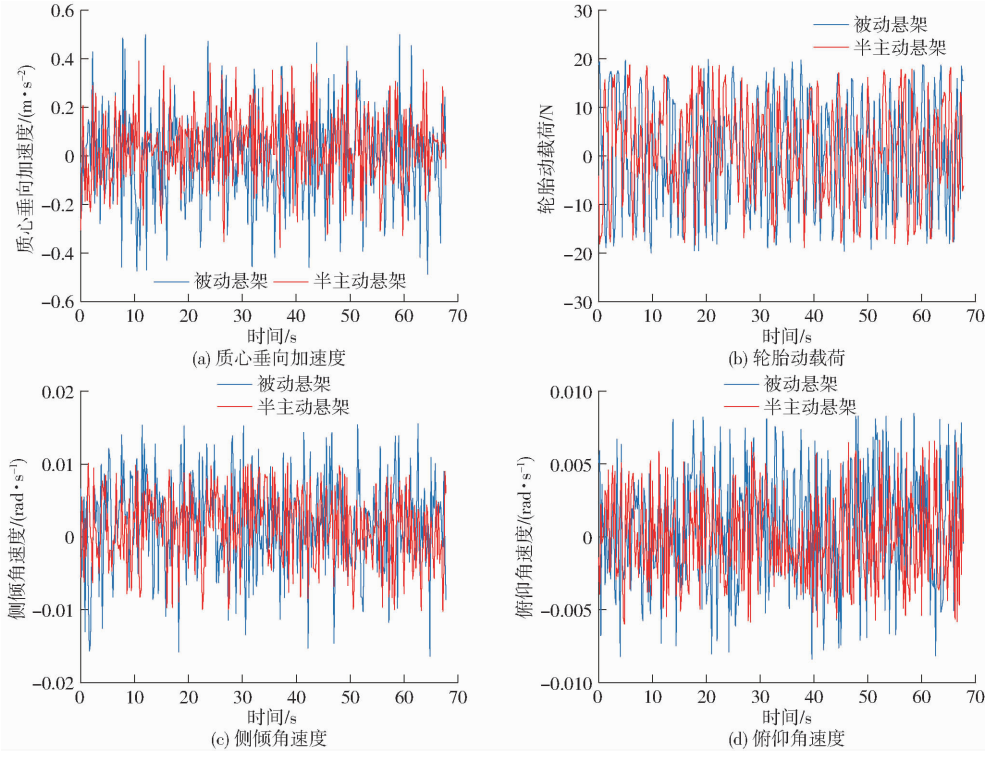


图 12　非田间路面混棚 PID 试验结果

Fig. 12　PID test results of non-field pavement mixed shed

表 3　非田间路面混棚 PID 控制试验参数均方根

Tab. 3　Root-mean-square of PID control test parameters in non-field pavement mixed shed

参数	被动悬架	半主动悬架
质心垂向加速度/(m·s⁻²)	0.189 8	0.154 8
侧倾角速度/(rad·s⁻¹)	0.006 7	0.005 1
俯仰角速度/(rad·s⁻¹)	0.004 0	0.003 1
轮胎动载荷/N	11.009 8	9.944 9

控制下各参数的时域图。

采用混棚 PID 控制策略后，喷雾机的簧载质心垂向加速度、侧倾角速度、俯仰角速度、轮胎动载荷以及喷杆晃动角速度均显著降低。表 4 为喷雾机在田间路面运行时，在混棚 PID 控制下各参数的均方根。

结果表明，在田间路面行驶时，混棚 PID 的控制方法有效结合了天棚 PID 控制与地棚 PID 控制的优点，簧载质心垂向加速度的均方根从 0.241 3 m/s² 降至 0.176 2 m/s²，减少了 26.97%；侧倾角速度的均方根从 0.008 8 rad/s 降至 0.006 5 rad/s，减少了 26.14%；俯仰角速度的均方根从 0.005 1 rad/s 降至 0.003 8 rad/s，减少了 25.49%；喷杆晃动角速度的均方根从 0.024 9 rad/s 降至 0.019 5 rad/s，减少了 21.69%；轮胎动载荷的均方根从 13.925 5 N 降至 11.993 3 N，减少了 13.88%。

对比田间路面与非田间路面的试验结果，田间路面的综合控制效果较好。这是由于非田间路面较为平稳，产生的突变较少，行驶时较为稳定，产生的控制量较小；而在田间路面行驶时，路面不平度较

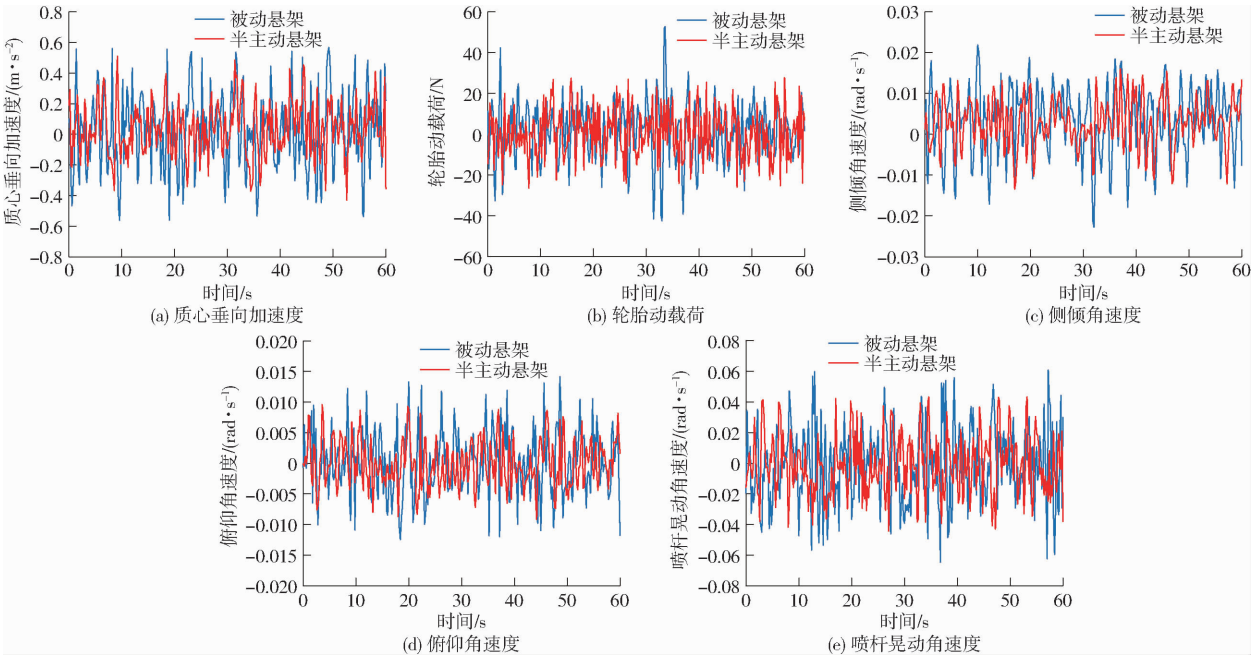


图 13 田间路面混棚 PID 试验结果

Fig. 13 PID test results of field pavement mixed shed

表 4 田间路面混棚 PID 控制试验参数均方根

Tab. 4 Root-mean-square of PID control test parameters in field pavement mixed shed

参数	被动悬架	半主动悬架
质心垂向加速度/(m·s⁻²)	0.241 3	0.176 2
侧倾角速度/(rad·s⁻¹)	0.008 8	0.006 5
俯仰角速度/(rad·s⁻¹)	0.005 1	0.003 8
轮胎动载荷/N	13.925 5	11.993 3
喷杆晃动角速度/(rad·s⁻¹)	0.024 9	0.019 5

大,产生较大的控制量能够更加有效地减少控制目标,从侧面验证了本试验的可靠性。

图 14 为药液晃动抑制试验示意图,减速带的横向宽度为 30 cm,高度为 5 cm,喷雾机垂直于减速带运行,行驶速度为 8 km/h。得到固定机位拍摄相同初始条件下喷雾机通过减速带后的药液晃动情况如图 15 所示。

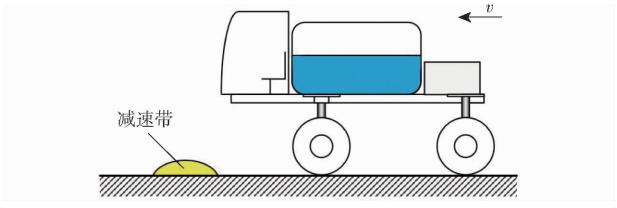


图 14 药液晃动抑制试验示意图

Fig. 14 Liquid sloshing inhibition test diagram

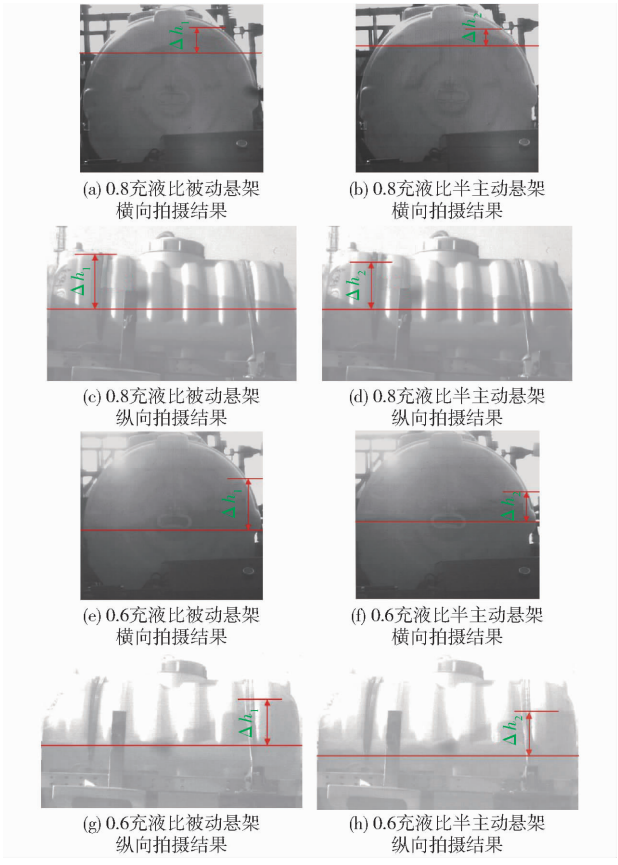


图 15 药液晃动抑制效果

Fig. 15 Effect of liquid sloshing inhibition

经过测量,药罐的直径为 50 cm,通过等比例对照推算出药液晃动的极差,进而得到其抑制效果,如表 5 所示。

对比 8 组试验结果,在受到相同激励时,无论处于何种充液比,所设计的半主动悬架均能够有效抑制药液的晃动,且效果明显,同时验证了药液晃动模型的有效性。

5 结论

(1)设计一套由空气弹簧和磁流变减振器组成

表 5　药液晃动各参数极差

Tab. 5　Liquid sloshing range

参数	0.8 充液比横向观察	0.8 充液比纵向观察	0.6 充液比横向观察	0.6 充液比纵向观察
被动悬架 Δh_1/cm	10.07	19.47	15.83	17.33
半主动悬架 Δh_2/cm	5.41	14.90	8.94	13.51
抑制效果/%	46.28	23.47	43.52	22.04

的喷雾机底盘半主动空气悬架系统，结合前期对药液晃动的机理研究，建立综合药液晃动的喷雾机整车垂向动力学模型，为喷雾机底盘悬架控制研究提供基础。

（2）综合考虑喷雾机的行驶平顺性与地面友好性，提出混棚 PID 控制方法，建立 Matlab/Simulink 仿真控制模型，并进行仿真研究。结果表明：在混棚 PID 控制下，簧载质心垂向加速度优化了 30.1%，侧倾角速度优化了 34.6%，俯仰角速度优化了 37.1%，轮胎动载荷优化了 26.5%，仿真验证了混棚 PID 的可行性。

（3）搭建实车试验平台，进行喷雾机底盘悬架减振性能以及药液晃动抑制效果实车试验。试验结果表明：在非田间路面运行时，在混棚 PID 的作用下，簧载质心垂向加速度降低了 18.44%，侧倾角速度降低了 23.88%，俯仰角速度降低了 22.50%，轮胎动载荷降低了 9.67%；在田间路面运行时，在混棚 PID 的作用下，簧载质心垂向加速度降低了 26.97%，侧倾角速度降低了 26.14%，俯仰角速度降低了 25.49%，喷杆晃动角速度降低了 21.69%，轮胎动载荷降低了 13.88%；同时，通过分析液面的极差，验证了在不同充液比下药液晃动均能得到明显抑制。

参　考　文　献

[1] 刘政，金诚谦，冯玉岗，等. 植保机械智能化技术研究现状与趋势[J]. 智能化农业装备学报(中英文)，2024，5(1)：40－50.
LIU Zheng, JIN Chengqian, FENG Yugang, et al. Research status and trend of intelligent technology of plant protection machinery[J]. Journal of Intelligent Agricultural Equipment, 2024, 5(1): 40－50. (in Chinese)

[2] WEN Haojun, LIU Xinyue, YI Zhetian, et al. Design and test of the anti-skid system for self-propelled high-stem crop sprayers [J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2024, 16(6): 20－27.

[3] ADAMS B, MATTHEW D, ADITYA S. Optimized chassis stability relative to dynamic terrain profiles in a self-propelled sprayer multibody dynamics model[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2023, 66(1): 127－139.

[4] LU Liquan, LIU Bin, MAO Enrong, et al. Design and optimization of high ground clearance self-propelled sprayer chassis frame [J]. Agriculture, 2023, 13(2): 233.

[5] 余希胜，冯静安，王麒淦，等. 高地隙车辆侧倾稳定性主动力矩控制器的研究[J]. 江苏大学学报(自然科学版)，2020，41(1)：8－14.
YU Xisheng, FENG Jing'an, WANG Qigan, et al. Research on active moment controller for rolling stability of vehicles with high gap[J]. Journal of Jiangsu University(Natural Science Edition), 2020, 41(1): 8－14. (in Chinese)

[6] CUI L, MAO H, XUE X, et al. Optimized design and test for a pendulum suspension of the crop spray boom in dynamic conditions based on a six DOF motion simulator[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2018, 11(3): 76－85.

[7] TAHMASEBI M, MAILAH M, GOHARI M, et al. Vibration suppression of sprayer boom structure using active torque control and iterative learning[J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(20): 4689－4699.

[8] CHEN Y, ZHANG S, MAO E, et al. Height stability control of a large sprayer body based on air suspension using the sliding mode approach[J]. Information Processing in Agriculture, 2020, 7(1): 20－29.

[9] 陈雨. 高地隙喷雾机独立式立轴空气悬架设计方法与特性研究[D]. 北京：中国农业大学，2017.
CHEN Yu. Research on design methods and characteristics of independent strut type air suspension system for high clearance sprayer[D]. Beijing: China Agricultural University, 2017. (in Chinese)

[10] 李中祥. 高地隙自走式喷雾机底盘悬架的设计与减振性研究[D]. 石河子：石河子大学，2021.
LI Zhongxiang. Design and vibration damping performance of chassis suspension of self-propelled sprayer with high gap[D]. Shihezi: Shihezi University, 2021. (in Chinese)

[11] 武秀恒. 高地隙喷雾机主动减振与整车姿态综合控制方法研究[D]. 北京：中国农业大学，2018.
WU Xiuheng. Research on synthetic control approach for simultaneous active vibration suppression and posture adjustment of high clearance sprayer[D]. Beijing: China Agricultural University, 2018. (in Chinese)

[12] 谯超凡. 高地隙自走式喷雾机悬架减振控制设计与研究[D]. 石河子：石河子大学，2022.
QIAO Chaofan. Design and research of suspension vibration damping control for self-propelled sprayer with high gap[D]. Shihezi: Shihezi University, 2022. (in Chinese)

[13] 杨帆，杜岳峰，栗晓宇，等. 融合路面特征的大型喷雾机多工况悬架控制与试验[J]. 农业机械学报，2023，54(增刊 2)：

110 – 120.
YANG Fan, DU Yuefeng, LI Xiaoyu, et al. Active suspension control and experimental research of large sprayer with multi-operating conditions integrating road characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(Supp. 2): 110 – 120. (in Chinese)

[14] 王麒淦,冯静安,余希胜,等. 高地隙喷雾机车液耦合作业平顺性优化[J]. 振动与冲击,2021,40(16):140 – 150.
WANG Qigan, FENG Jing'an, YU Xisheng, et al. Optimization of operation ride comfort for locomotive-liquid-road coupling of high-clearance sprayer[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(16): 140 – 150. (in Chinese)

[15] 李金辉,卢剑伟,姜俊昭,等. 液体晃动对槽罐车摆振系统动力学响应的影响分析[J]. 振动与冲击,2018,37(2):135 – 141.
LI Jinhui, LU Jianwei, JIANG Junzhao, et al. Effects of liquid sloshing on dynamic responses of a tank truck shimmy system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(2): 135 – 141. (in Chinese)

[16] 孙文财,李伟建,张景海,等. 罐式半挂车侧倾稳定性动态耦合仿真[J]. 吉林大学学报(工学版),2020,50(3):980 – 986.
SUN Wencai, LI Weijian, ZHANG Jinghai, et al. Dynamic coupling simulation on roll stability of tank semi-trailer[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2020, 50(3): 980 – 986. (in Chinese)

[17] 赵伟强,封冉,宗长富. 基于等效晃动模型的液罐车防侧翻控制策略[J]. 吉林大学学报(工学版),2018,48(1):30 – 35.
ZHAO Weiqiang, FENG Ran, ZONG Changfu. Anti-rollover control strategy of tank trucks based on equivalent sloshing model [J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2018, 48(1): 30 – 35. (in Chinese)

[18] 陈雨,路力权,张军昌,等. 喷雾机药罐液体纵向晃动等效力学模型建立与应用[J]. 农业机械学报,2023,54(1):173 – 182.
CHEN Yu, LU Liquan, ZHANG Junchang, et al. Construction and application of equivalent mechanical model of liquid longitudinal sloshing in sprayer tank[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(1): 173 – 182. (in Chinese)

[19] 路力权,张军昌,陈军,等. 考虑药罐液体晃动的高地隙喷雾机底盘悬架优化设计[J]. 农业工程学报,2023,39(10):15 – 25.
LU Liquan, ZHANG Junchang, CHEN Jun, et al. Optimized suspension design of high gap sprayer chassis considering liquid sloshiness of tank[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(10): 15 – 25. (in Chinese)

[20] LU L Q, ZHANG J C, CUI C, et al. Influences of the tank liquid lateral sloshing and mass time varying on high clearance self-propelled sprayer ride comfort[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2024, 17(1): 12 – 22.

[21] OLIVIER M, SOHN W J. Design and geometric parameter optimization of hybrid magnetorheological fluid damper[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2020, 34(7): 2953 – 2960.

[22] YURLIN D, BAKHMUTOV S, GIRUTSKIY O. Basic principles of vehicle suspension control[J]. Materials Science and Engineering, 2019, 534(1): 981 – 991.

[23] MOHTASIM S M, AHAMMED R, RAHMAN M M, et al. Recent developments of regenerative magnetorheological (RMR) damper: a review[J]. Korea-Australia Rheology Journal, 2021, 33(3): 201 – 224.

[24] ABDUL A M, MOHTASIM S M, AHAMMED R. State-of-the-art recent developments of large magnetorheological (MR) dampers: a review[J]. Korea-Australia Rheology Journal, 2022, 34(2): 105 – 136.

[25] 陈雨,陈随英,杜岳峰,等. 基于摩擦阻尼的高地隙农机底盘悬架减振特性[J]. 农业工程学报,2016,32(7):51 – 57.
CHEN Yu, CHEN Suiying, DU Yuefeng, et al. Damping characteristics of chassis suspension system of high clearance agricultural machinery based on friction damper[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(7): 51 – 57. (in Chinese)