

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2022.07.044

基于分层控制的大功率拖拉机前桥悬架减振系统研究

毛恩荣^{1,2} 齐道新^{1,2} 顾进恒^{1,2} 杜岳峰^{1,2} 顾展布^{1,2} 罗振豪^{1,2}

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083;
2. 中国农业大学现代农业装备优化设计北京市重点实验室, 北京 100083)

摘要: 大功率轮式拖拉机质量大、车身重心高,在高速运输作业时受路面不平度影响,易产生剧烈的颠簸振动,直接影响拖拉机操纵稳定性和行驶平顺性,甚至危及行驶安全。基于此,综合考虑大功率轮式拖拉机车身振动加速度与悬架动挠度的变化及悬架系统充放油过程中的非线性控制等问题,提出了适用于大功率轮式拖拉机前桥悬架减振系统的设计与控制方案。首先,设计了前桥悬架减振系统,建立了带前桥悬架的1/4拖拉机振动模型;其次,在充分考虑前桥悬架控制系统特点的基础上,建立了基于参考天棚-地棚模型的分层控制算法,构建了Matlab/Simulink仿真模型,并与常规PID算法对比分析,结果表明分层算法的控制性能优于常规PID控制;最后,搭建了前桥悬架系统硬件在环仿真平台和室内试验平台,开展了悬架减振控制策略和控制效果的试验验证。试验结果表明,基于参考天棚-地棚模型的分层控制算法能快速调整控制参数,所设计悬架系统的车身振动加速度均方根降低至 2.36 m/s^2 左右,较被动悬架下降55.8%,同时悬架动挠度的均方根被限定在较小范围内,明显优于被动悬架系统,满足大功率轮式拖拉机前桥悬架的减振需求,且试验结果与仿真结果能较好地匹配,验证了减振方案的有效性。该研究可为大功率轮式拖拉机前桥主动悬架系统的研发提供理论参考。

关键词: 大功率轮式拖拉机; 前桥悬架; 分层控制策略; 混合滑模控制; 硬件在环仿真

中图分类号: U463.33; S219 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)07-0404-10 OSID: 

Design and Experiment of Vibration System for Front Axle Suspension of High-power Wheeled Tractor Based on Hierarchical Control

MAO Enrong^{1,2} QI Daoxin^{1,2} GU Jinheng^{1,2} DU Yuefeng^{1,2} GU Zhanbu^{1,2} LUO Zhenhao^{1,2}

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China
2. Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: Owing to high center of mass and heavy tractor body, the high-power wheeled tractor has a tendency to bump when it drives on the bumpy farmland during high-speed transportation. Especially the frequency of the excitation from ground is approximately the inherent frequency of the front axle suspension, which will result in handling stability and ride comfort or even endangering security of its driving. Based on it, through comprehensively considering the simulations control of body vibration acceleration and displacement of suspension and the nonlinear control of suspension system in the process of filling a discharging oil, a damping scheme for front axle suspension of high-power wheeled tractor was put forward. Firstly, the front axle suspension damping system was designed, and a 1/4 tractor vibration model with front axle suspension was established. Secondly, based on the control characteristics of the front axle suspension, a hierarchical control algorithm based on the reference sky-hook and ground-hook model for active suspension system was proposed. The simulation model was constructed by using Matlab/Simulink and compared with the conventional PID algorithm. The simulation results indicated that the hierarchical algorithm was better than the PID control. Finally, the HILS platform of the control system and the indoor test platform of the front axle suspension system were built, at the same time, the suspension vibration control strategy gest verification was carried out. The test results showed that the

收稿日期: 2021-08-12 修回日期: 2021-09-27

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFD0700101)

作者简介: 毛恩荣(1961—),男,教授,博士生导师,主要从事农业机械设计、液压传动和自动控制研究,E-mail: gxy15@cau.edu.cn

通信作者: 杜岳峰(1984—),男,副教授,博士生导师,主要从事农业装备数字化设计与自动控制技术研究,E-mail: dyf@cau.edu.cn

hierarchical control algorithm based on the reference sky-hook and ground-hook model can quickly adjust the control parameters, the root mean square of the body vibration acceleration of the designed suspension system was reduced to about 2.36 m/s^2 , which was 55.8% lower than that of the passive suspension. At the same time, the root mean square of the suspension dynamic deflection was limited to a small range, which was obviously better than passive suspension system, and met the vibration reduction requirements of the front axle suspension of high-power wheeled tractor. The test results were well matched with the simulation results, which verified the effectiveness of the vibration reduction scheme. Thereby, the research result can provide reference for the design and development of the front axle active suspension system for high-power wheeled tractor.

Key words: high-power wheeled tractor; front axle suspension; hierarchical control strategy; hybrid sliding mode control; hardware-in-the-loop simulation

0 引言

随着大功率轮式拖拉机逐步进入多用途发展阶段,驾驶的舒适性及操纵稳定性越来越受到重视^[1-2]。前桥悬架减振系统作为高端拖拉机的关键部件,能够有效降低由路面不平度引起的冲击载荷对机体的影响,衰减因路况与行驶速度共同作用而产生的低频振动,从而显著改善拖拉机的行驶性能,可以有效地适应大功率轮式拖拉机高速运输的作业需求^[3-5]。

在产品方面,国外大功率拖拉机普遍配备了主动式或被动式悬架减振系统,并逐步向中小功率拖拉机发展^[6-9]。美国约翰迪尔公司的 6R 和 7R 系列拖拉机配备 TSLII 型弹性悬架前桥与悬架自平衡控制系统,提高了拖拉机前轮与地面的接触效率;意大利纽荷兰公司的 T6 型拖拉机装配单缸悬浮式驱动前桥,在限定行程内减振,保证了不同路况下整机牵引力最优。受国内高端农用动力机械研发水平及市场需求限制,国产大功率拖拉机仍多采用刚性连接前桥,拖拉机驾驶舒适性和操纵稳定性与国外先进水平差距较大^[10-11]。

在研究方面,针对悬架性能、参数仿真与优化等^[12-13],伊力达尔·伊力亚斯等^[14]开展了前桥悬架刚度和阻尼系数的优化匹配,得出刚度和阻尼系数的最佳匹配值。袁加奇等^[3]研制了前桥油气弹簧减振系统,通过仿真和试验研究系统的静动态特性,试验表明油气弹簧的输出力满足系统的减振设计要求。ZHENG 等^[15]推导了非线性刚度和阻尼方程,并分析前桥悬架的内部参数对拖拉机系统振动特性的影响。在悬架的控制研究方面,王大勇等^[16]提出了基于变论域模糊 PID 控制方法,并验证了方法的合理性。秦武等^[17]分析验证了基于参考天棚模型的滑模控制算法在悬架控制中的有效性,并与线性二次型最优对比,得出滑模控制算法具有优越的稳定性和抗干扰性。文献^[18-19]侧重于上层控制器

的设计,使用理想化的悬架模型和线性化的刚度和阻尼,由于系统的非线性因素且其在一定的频域范围内对悬架影响不可忽略,所以获得的控制精度不高。综上所述,现有研究主要专注于理想的控制模型,未充分考虑下层比例阀的执行效果,导致簧载质量加速度无法控制在较小的范围内。

因此,为提高大功率轮式拖拉机转场运输工况下的驾驶舒适性,本文设计一套前桥主动悬架系统,并提出悬架减振分层控制策略:上层控制器以悬架簧载质量的垂向加速度作为控制目标,根据拖拉机动力学特性计算期望控制力;下层控制器以期望控制力作为跟踪目标,通过调节比例阀驱动电压改变液压缸的内部压力,实现对系统阻尼力的连续控制。最后,通过搭建硬件在环平台和室内试验平台,验证所设计的主动减振系统的合理性。

1 主、被动油气悬架系统设计与动力学模型

前桥油气悬架系统主要包括液压缸、蓄能器、比例阀、阻尼孔、控制器及传感器等部件,如图 1 所示。前桥主动悬架由三位四通比例阀集成控制,流经比例阀的控制流量与输入电压呈比例关系^[20-22]。当三位四通比例阀不通电时,在蓄能器、节流阀和液压油缸的作用下,实现被动减振的效果;当三位四通比例阀通电时,对悬架阻尼力实时调节,蓄能器吸收液压冲击,实现主动减振的效果。此外,关闭闸阀与节流阀实现对前桥悬架油路的锁闭,以防止田间工作时俯仰运动对作业质量产生影响。通过有针对性地调节三位四通比例阀,可有效地缓冲路面激励引发的车身振动,保证拖拉机行驶的平稳性,并尽可能地减少能量损耗。

图 1 中 m_u 、 m_s 分别为对应非簧载质量和簧载质量, k_t 为轮胎等效刚度系数, c_t 为轮胎等效阻尼系数; x_u 、 x_s 分别为非簧载质量位移和簧载质量位移, x_e 为因路面激励而产生的干扰输入; p_a 、 V_a 为蓄能器中气体压力和体积; p_1 、 p_2 为液压缸无杆腔和有杆腔压

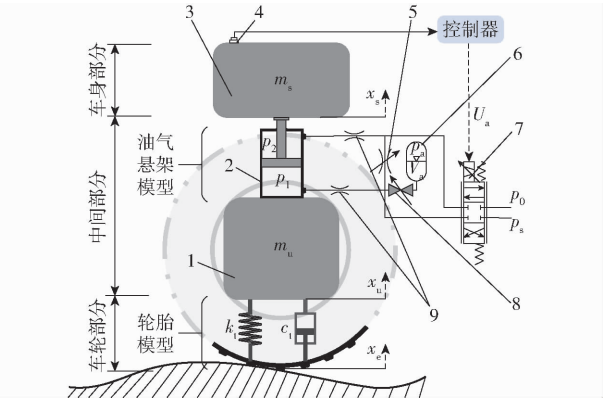


图1 带前桥油气悬架的1/4拖拉机模型
Fig.1 Quarter model for tractor with front axle hydro-pneumatic suspension

1. 非簧载质量 2. 液压缸 3. 簧载质量 4. 加速度传感器 5. 可调节节流阀 6. 蓄能器 7. 三位四通比例阀 8. 闸阀 9. 节流阀

力, p_s 为供油压力, p_0 为回油压力, U_a 为控制器输出的驱动电压。

综合气体状态方程、流量连续方程和牛顿第二定律, 可得带前桥油气悬架的1/4拖拉机模型的微分方程为^[23-24]

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s = -k_1(x_s - x_u) - c_1(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + F_g \\ m_u \ddot{x}_u = k_1(x_s - x_u) + c_1(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_t(x_u - x_e) - c_t(\dot{x}_u - \dot{x}_e) - F_g \\ \dot{p}_1 = \frac{\beta_e}{V_{01} + A_1(x_s - x_u)}[q_{v1} - A_1(\dot{x}_s - \dot{x}_u)] \\ \dot{p}_2 = \frac{\beta_e}{V_{02} - A_2(x_s - x_u)}[-q_{v2} + A_2(\dot{x}_s - \dot{x}_u)] \\ q_L = q_{v1} = q_{v2} \frac{A_1}{A_2} \\ p_a = \frac{p_{a0} V_{a0}^r}{\left(V_{a0} + \int q_a dt\right)^r} \end{cases} \quad (1)$$

式中 k_1 ——悬架刚度系数, N/m
 c_1 ——悬架阻尼系数, N·s/m
 A_1 ——液压缸无杆腔有效作用面积, m²
 A_2 ——液压缸有杆腔有效作用面积, m²
 V_{01} ——液压缸无杆腔室初始容积, m³
 V_{02} ——液压缸有杆腔室初始容积, m³
 β_e ——液压油体积弹性模量, Pa
 q_{v1} ——流入液压缸无杆腔流量, m³/s
 q_{v2} ——流入液压缸有杆腔流量, m³/s
 q_L ——负载流量, m³/s
 p_{a0} ——蓄能器初始充气压力, Pa
 V_{a0} ——蓄能器初始容积, m³
 q_a ——流入蓄能器内油液流量, m³/s

r ——气体多变指数, 取 1.4
 F_g ——液压缸理想输出力, N
通过调节三位四通比例阀调整进入液压缸的节
流流量, 以达到控制悬架输出力的目的。三位四通
比例阀的压力流量方程为

$$\begin{cases} q_{v1} = C_v \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_1)} & (x_v > 0) \\ q_{v2} = C_v \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_0)} & (x_v > 0) \\ q_{v1} = C_v \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_0)} & (x_v \leq 0) \\ q_{v2} = C_v \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_2)} & (x_v \leq 0) \end{cases} \quad (2)$$

式中 C_v ——比例阀节流系数, 取 0.61
 ω ——阀的面积梯度
 ρ ——液压油密度, 取 900 kg/m³
 x_v ——比例阀阀芯位移, m

设定 $x_v > 0$ 时, 表示前桥悬架充油过程; $x_v \leq 0$ 时, 表示前桥悬架放油过程。液压缸受力平衡方程为

$$\begin{cases} F_g = A_1 p_1 - A_2 p_2 = m_s \ddot{x}_s \\ F_g = F_d(t) \end{cases} \quad (3)$$

式中 F_d ——液压缸实际输出力, N
根据式(1)~(3)可知, 油气弹簧产生的输出力
具有较强的非线性因素, 主要表现在蓄能器内气体
的可压缩性和比例阀节流面积多处于变化状态。采
用状态空间方程为基础的控制, 悬架机械结构运
动过程相比于油气弹簧运动过程可近似认为是线
性关系, 将状态反馈线性化控制与油气弹簧的非
线性控制相结合能最大限度达到控制要求。所以需
对上述表达式进行数学模型转换, 取状态向量

$$\begin{aligned} \mathbf{X} &= [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4]^T = \\ &= [x_s - x_u \quad x_u - x_e \quad \dot{x}_u \quad \dot{x}_s]^T \end{aligned}$$

输入向量 $\mathbf{U} = [u_1 \quad u_2]^T = [F_g \quad \dot{x}_e]^T$, 输出向
量 $\mathbf{Y} = [y_1 \quad y_2 \quad y_3]^T = [x_s \quad x_u \quad x_s - x_u]^T$, 则状态
方程为

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} \\ \mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X} + \mathbf{D}\mathbf{U} \end{cases} \quad (4)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{k_1}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{c_1}{m_u} - \frac{c_t}{m_u} & \frac{c_1}{m_u} \\ -\frac{k_1}{m_s} & 0 & \frac{c_1}{m_u} & -\frac{c_t}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \\ -\frac{1}{m_u} & \frac{c_t}{m_u} \\ \frac{1}{m_s} & 0 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_s} & 0 \\ -\frac{1}{m_u} & \frac{c_t}{m_u} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$
$$C = \begin{bmatrix} -\frac{k_1}{m_s} & 0 & -\frac{c_1}{m_s} & \frac{c_1}{m_s} \\ \frac{k_1}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & \frac{c_1}{m_u} & \frac{c_1 - c_t}{m_u} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

2 悬架减振控制策略

2.1 悬架减振特点分析

悬架减振系统中,蓄能器、节流阀和液压缸组成

被动悬架,用于隔绝路面激励中的高频振动,但无法完全改善低频振动。三位四通比例阀和液压缸组成基于有限带宽的主动悬架,能有效隔离路面激励中的低频振动。根据大功率轮式拖拉机的运行工况特性,制定恰当的控制策略以实现最优控制方案。为得到较好的控制效果,考虑系统的非线性及外界干扰的不确定性,采用分层控制策略。上层使用混合滑模算法以减轻外部干扰的影响并快速计算输出力,下层采用 PID 算法控制电压以及时适应上层控制器的期望输出力,最终达到主动减振的目的。所建立的整体控制策略如图 2 所示。

2.2 基于天棚-地棚模型的混合滑模控制算法设计

滑模算法作为一种与对象参数及外界扰动无关,不需要系统实时辨识的变结构控制,具有鲁棒性优于常规连续系统的特点^[25-27]。上层控制器的优

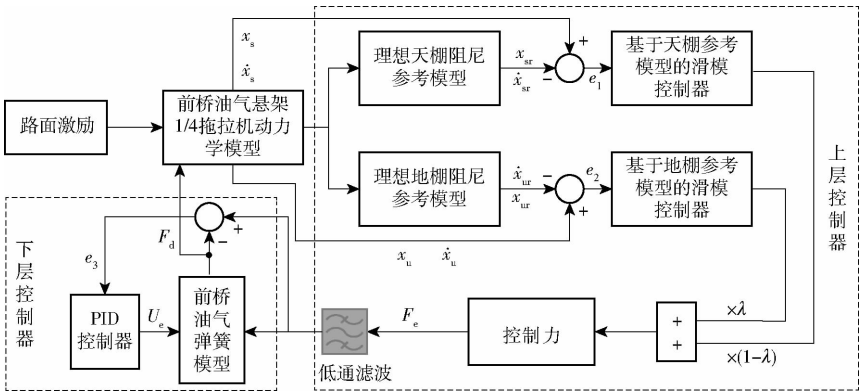


图 2 主动油气悬架控制方案

Fig.2 Control schematic of active hydraulic suspension

劣决定了系统所能达到的最佳控制状态,但在悬架控制中,系统具有非线性和参数不确定性,极易受外界的影响。基于两种参考模型的滑模控制的基本原理,构造上层控制力以使二自由度的车辆悬架动力学模型中的簧载质量或非簧载质量的运动与参考模型中的簧载质量或非簧载质量运动一致。

因基于天棚与地棚两种滑模控制方法的设计过程类似,故以天棚控制方法为例,说明其控制过程。为减小簧载质量的振动加速度并使悬架动行程保持在零位附近,需使实际模型与参考天棚模型的运动差值接近零^[17,26]。天棚控制参考模型与 1/4 拖拉机模型方程为

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_{sr} = -k_1(x_{sr} - x_{ur}) - c_1(\dot{x}_{sr} - \dot{x}_{ur}) - c_{sky} \dot{x}_{sr} \\ m_u \ddot{x}_{ur} = k_1(x_{sr} - x_{ur}) + c_1(\dot{x}_{sr} - \dot{x}_{ur}) - k_t(x_{ur} - x_e) - c_t(\dot{x}_{ur} - \dot{x}_e) \end{cases} \quad (5)$$

式中 c_{sky} ——理想天棚阻尼系数, $N \cdot s/m$
 x_{sr} ——参考天棚模型的簧载质量位移, m
 x_{ur} ——参考天棚模型的非簧载质量位移, m

根据式(5)中的天棚控制模型,引入簧载质量的位移积分误差^[27],设计其误差矢量 e_s ,即

$$\begin{cases} e_s = [e_{s1} \quad e_{s2} \quad e_{s3}] = \begin{bmatrix} \int (x_s - x_{sr}) & x_s - x_{sr} & \dot{x}_s - \dot{x}_{sr} \end{bmatrix} \\ \dot{e}_s = [\dot{e}_{s1} \quad \dot{e}_{s2} \quad \dot{e}_{s3}] = [x_s - x_{sr} \quad \dot{x}_s - \dot{x}_{sr} \quad \ddot{x}_s - \ddot{x}_{sr}] \end{cases}$$

式中 e_{s1} ——参考天棚模型与实际模型的簧载质量位移积分误差
 e_{s2} ——参考天棚模型与实际模型的簧载质量位移误差, m
 e_{s3} ——参考天棚模型与实际模型的簧载质量速度误差, m/s

由于系统稳态误差需接近于零,将实际悬架模型与参考天棚模型的速度和位移差值作为控制目标,对误差矢量进行积分滑模变结构控制,则设计的滑模面和误差动力学方程为

$$\begin{cases} \dot{e}_s = A_s e_s + B_s u_s + D_s X_s + G_s X_s \\ s = \dot{e}_{s2} + \lambda_1 e_{s2} + \lambda_2 \int_0^t e_{s2} dr = R e_s \end{cases} \quad (6)$$

其中

$$\begin{aligned} A_s &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{k_1}{m_s} & \frac{c_1 + c_{sky}}{m_s} \end{bmatrix} \\ B_s &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_s} \end{bmatrix} \quad R = \begin{bmatrix} \lambda_2 \\ \lambda_1 \\ 1 \end{bmatrix} \\ D_s &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & 0 & -\frac{c_1}{m_s} & -\frac{c_{sky}}{m_s} \end{bmatrix} \\ G_s &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{k_1}{m_s} & 0 & -\frac{c_1}{m_s} \end{bmatrix} \\ X_s &= [x_{sr} \quad x_{ur} \quad \dot{x}_{ur} \quad \dot{x}_{sr}]^T \quad u_s = c_{sky} \end{aligned}$$

式中 R ——系数矩阵

λ_1 ——误差系数, $\lambda_1 > 0$
 λ_2 ——积分误差系数, $\lambda_2 > 0$

滑模控制器输出的控制力 F_{e1} 由等效控制力 F_{se} 和切换控制力 F_{sw} 组成, 利用极点配置法对系数矩阵参数进行选择。若系统误差在滑模平面内, 则 $s = \dot{s} = 0$, 将 $\dot{e}_{s3}$ 代入 $\dot{s} = 0$, 得到在滑模状态下的等效控制力 F_{se} 为

$$F_{se} = (-c_1 - c_{sky} + \lambda_1 m_s) e_{s3} + (-k_1 + \lambda_2 m_s) e_{s2} + c_{sky} \dot{x}_s + k_1 (x_s - x_{ur}) + c_1 (\dot{x}_s - \dot{x}_{ur}) \quad (7)$$

等效控制力 F_{se} 与系统的部分状态密切相关, 同时油气悬架系统的状态会因外部干扰实时变动, 为增强系统的鲁棒性并满足滑动条件, 添加一不连续项(切换控制力), 即

$$F_{sw} = -\varepsilon \operatorname{sgn}(x) \quad (8)$$

式中 ε ——趋近滑模面的切换常数, $\varepsilon > 0$

则输出的天棚参考滑模等效控制力 F_{e1} 为

$$F_{e1} = F_{se} + F_{sw} = F_{se} - \varepsilon \operatorname{sgn}(s) \quad (9)$$

切换常数通过考虑系统稳定性条件与下层执行器的性能来确定。由李亚普诺夫稳定性理论分析稳定性条件并设计上层控制器, 取李亚普诺夫稳定性函数 $V(s) = s^2/2$, 对其求导可得

$$\dot{V}(s) = \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 = s \dot{s} \leq -\eta |s| \quad (10)$$

式中 η ——任意大于零的数的切换常数, 且大于零

系统在滑移面内运动时, 此时将式(9)代入式(10)可得

$$\begin{aligned} s \dot{s} &= RB_s (-\varepsilon \operatorname{sgn}(s)) s = -RB_s \varepsilon |s| \leq \\ &-\eta |s| \Rightarrow \varepsilon \geq \eta m_s \end{aligned} \quad (11)$$

由式(11)可知, 上层控制系统能渐近稳定。为使实际工况下的可变控制力适应外界变化, 同时减少系统因意外切换控制输出引起的系统“抖振”, 用连续饱和函数 $\operatorname{sat}(s/\phi)$ 代替式(9)中的不连续符号函数 $\operatorname{sgn}(s)$, 得到实际控制力为

$$\begin{cases} F_{e1} = \begin{cases} F_{se} + \eta m_s \operatorname{sat}(s/\phi) & ((F_{se} + (\eta m_s \operatorname{sat}(s/\phi))) (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \geq 0) \\ 0 & ((F_{se} + (\eta m_s \operatorname{sat}(s/\phi))) (\dot{x}_s - \dot{x}_u) < 0) \end{cases} \\ F_e = \lambda F_{e1} + (1 - \lambda) F_{e2} \end{cases} \quad (12)$$

式中 λ ——模型混合系数, 取 $[0, 1]$

F_{e1} ——天棚参考滑模等效控制力, N
 F_{e2} ——地棚参考滑模等效控制力, N

因主动油气悬架的工作频率要限制在 6 Hz 以下, 而上层输出力的频率在极端路况下会超过此频率, 故采用低通滤波器除去上层控制器输出信号中的高频成分和滑模控制器中的高频抖动成分, 之后再由下层控制器跟随上层输出力, 采用的二阶低通滤波器的传递函数为

$$\begin{cases} G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \\ \omega_n = 2\pi f \end{cases} \quad (13)$$

式中 ω_n ——角频率, Hz

f ——截止频率, 取 6 Hz

ζ_n ——输出信号与输入信号的延迟相位

2.3 下层 PID 控制器设计

分析图 2 所示悬架控制方案, 主动悬架上层控制器输出的期望控制力 F_e 经下层控制器转化成比例阀所需的驱动电压 U_a , 比例阀通过调节进出液压缸的流量实现上层控制器输出期望控制力的跟随。定义跟踪误差 e 为

$$e = F_d - F_e \quad (14)$$

PID 控制方法因算法简单、可靠性和鲁棒性好被广泛应用于运动与过程控制中。拖拉机行驶路况的不确定性、液压油的多变性及比例阀的切换不连续性, 使下层控制器对上层期望力的跟随效果不佳。而参数多变性等对 PID 控制方法的影响不显著, 故下层控制器采用 PID 算法。

真实控制器作为一种采样控制, 只能根据采样时刻的固定偏差计算控制电压, 因此将连续 PID 算法进行离散化^[28], 可得离散 PID 表达式为

$$u(k) = K_p e(k) + K_i \sum_{j=0}^k e(j) T + K_d \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \quad (15)$$

式中 $u(k)$ ——离散的比例阀控制电压, V

T ——采样周期,s
 $e(k)$ ——实际出力与理论输出的当前误差,N
 $e(k-1)$ ——实际出力与理论出力上一时刻的误差,N
 $K_p、K_i、K_d$ ——比例、积分、微分系数
分析油气弹簧工作原理,并对其中的状态变量线性化^[29-30],假定初始参数 $V_{01}=V_{02}=V_l/2$,得出期望跟踪力 F_d 与驱动电压 U_a 的关系为

$$\begin{cases} x_v = K_u U_a \\ \frac{F_d}{U_a} = \frac{K_u K_q}{\frac{A_1 + A_2}{2m_s s^2} + \frac{V_l(1+n^2)}{4\beta_e(A_1 + nA_2)}s + K_c \frac{1+n^3}{A_1 + nA_2}} \\ K_q = C_d \omega \sqrt{\frac{2(p_s - p_L)}{\rho(1+n^3)}} \\ K_c = \frac{C_d \omega \sqrt{\frac{2(p_s - p_L)}{\rho(1+n^3)}}}{2p_s - 2p_L} \end{cases} \quad (16)$$

式中 n ——液压缸无杆腔与有杆腔面积之比
 K_u ——比例阀的放大系数
 K_q ——液压系统流量增益
 K_c ——液压系统流量-压力增益
 p_L ——负载系统压力,Pa

C_d ——比例阀的流量系数

3 仿真分析与试验验证

为验证前桥主动悬架基于参考天棚-地棚模型的分层控制算法的控制效果,结合已有的动力学模型和液压系统数学模型建立仿真模型。为进一步评估所设计的主动油气悬架控制效果,与被动悬架和PID 控制算法进行比较,对比分析不同控制方法下系统的车身加速度及悬架动挠度的变化趋势。仿真模型关键参数如表 1 所示,仿真模型如图 3 所示。

表 1 仿真模型主要参数
Tab.1 Key parameters of active suspension simulation

参数	数值
簧载质量(车身部分) m_s/kg	800
簧下质量 m_u/kg	300
轮胎等效刚度系数 $k_t/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	266 500
轮胎等效阻尼系数 $c_t/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	1 180
液压油密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	900
液压油体积弹性模量 β_e/Pa	1.7×10^9
蓄能器 A 初始充气压力/MPa	3
蓄能器 A 初始充气体积/ m^3	0.001 4
缸体内径 D/mm	63
活塞杆直径 d/mm	35
活塞杆行程 L/mm	150

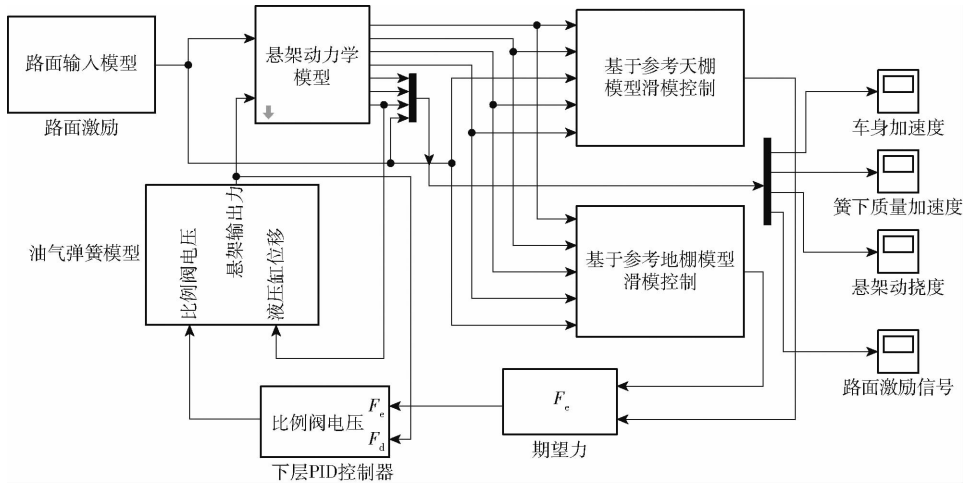


图 3 Simulink 仿真模型
Fig. 3 Simulink simulation model

3.1 仿真分析

在仿真模型基础上,估计系统的振动响应。通过计算线性化函数,分别得到开环与闭环系统的幅频响应曲线,如图 4 所示。
由图 4 可知,开环系统一阶共振频率在 1.4 Hz 左右,在此共振频率下,车身加速度极易大幅度增加。若拖拉机在作业过程中遇到类似激励,易导致车身的振动加剧,不利于驾驶员身体健康和操纵稳定性。而闭环系统加速度幅值在此共振频率下有较

大程度地降低,下降了 85.2%。因此,与被动悬架相比,本文所设计的主动油气悬架可明显降低路面激励中的低频振动。
为进一步验证控制方案的有效性,依据国家标准随机路面功率谱搭建随机路面仿真模型。应用仿真模型生成车速为 30 km/h 的 D 级随机路面,用于描述高速转场运输作业的路面不平度情况。图 5 为随机路面激励信号,并对主动和被动悬架进行仿真,结果如图 6、7 所示。

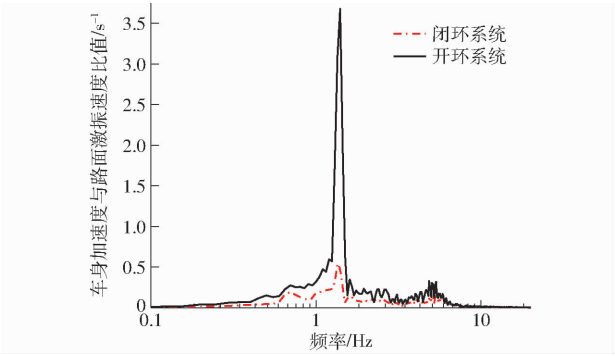


图 4 开环系统与闭环系统幅频响应
Fig. 4 Amplitude-frequency response of open and closed loop systems

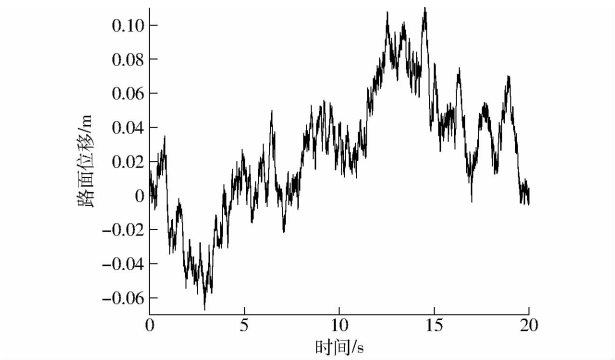


图 5 随机路面时域激励信号变化曲线
Fig. 5 Road random excitation signal in time domain

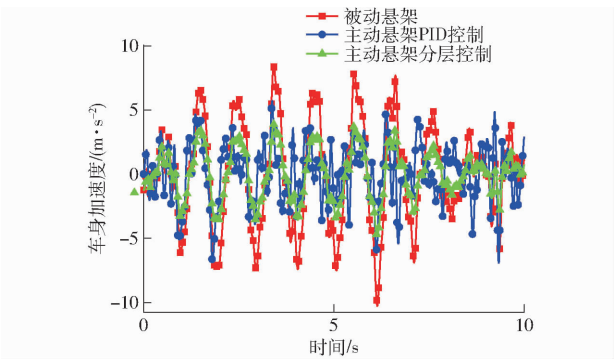


图 6 车身加速度变化曲线
Fig. 6 Acceleration curves of tractor body

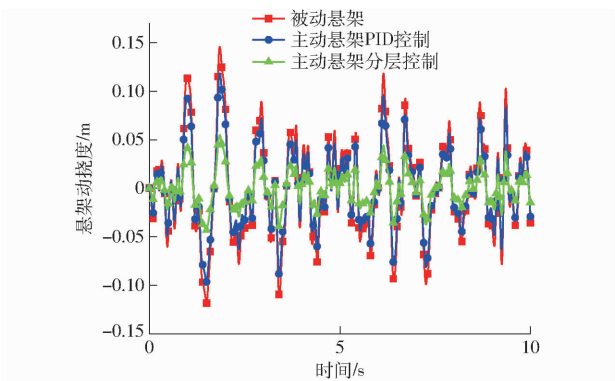


图 7 悬架动挠度变化曲线
Fig. 7 Dynamic deflection of hydro pneumatic suspension

由图 6、7 可知,基于两种控制算法的主动油气悬架均能有效地降低路面激励引起的车身振动,均

优于被动悬架。采用 PID 控制算法的主动悬架能在一定程度上减振,但相比分层控制算法仍有一定差距。由此可见,设计的控制策略能显著降低车身振动加速度,悬架动挠度在上下 5 cm 范围内波动。

3.2 硬件在环试验

为验证控制策略的效果,搭建如图 8 所示的硬件在环试验平台架构,平台主要由 dSPACE 实时仿真系统、上位机及快速原型控制器组成,平台的主要硬件技术参数如表 2 所示。

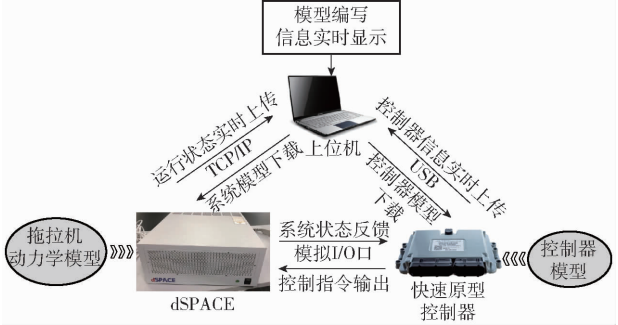


图 8 硬件在环试验平台架构
Fig. 8 Architecture of HILS

表 2 硬件选型和技术参数

Tab. 2 HILS hardware selection and main technical parameters		
设备名称	规格型号	技术参数
上位机	Intel Core i7 - 10700	Windows 10 , 主频 2.90 GHz
主处理器板卡	DS1007	QorlQ P5020 , 主频 2.0 GHz
TCU 控制器	RapidECU - S2V3	MPC5674F , 主频 160 Hz
CAN 通讯板	DS4302	4 通道, 16 位 , 主频 1 MB/s
USB - CAN 适配器	USB - CAN - 2E - U	2 路 CAN 通道

将上位机中建立的悬架数学模型下载至 dSPACE 工控机,分层控制算法模型经 CAN 适配器加载到快速原型控制器中,dSPACE 工控机与控制器通过 CAN 总线传输控制与反馈信号,最终得出车身加速度与悬架动挠度曲线,如图 9、10 所示。

通过图 9、10 与图 6、7 对比可知,硬件在环与 Simulink 仿真结果基本一致,存在差异的主要原因是真实控制器与仿真环境的处理器运算速度和系统响应时间不同,但误差在可接受的范围内,说明所设计的控制策略在逻辑上正确,实际可行;同时也证明了硬件在环试验平台能模拟拖拉机前桥悬架的动力学特性以及油气弹簧的非线性响应过程。

3.3 室内试验平台验证

为验证控制策略的实际效果,搭建了油气悬架室内试验平台,该试验平台主要由振动试验台、悬架

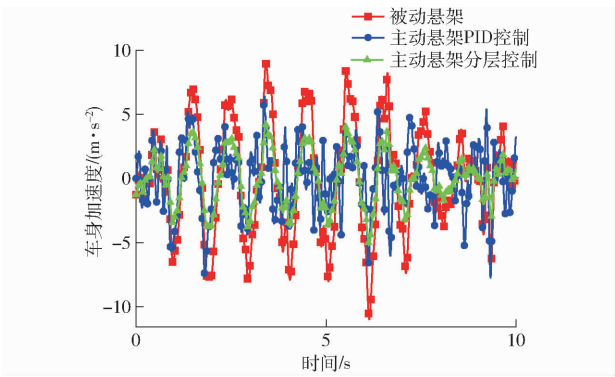


图 9 硬件在环车身加速度变化曲线

Fig. 9 Acceleration curves of tractor body in HILS

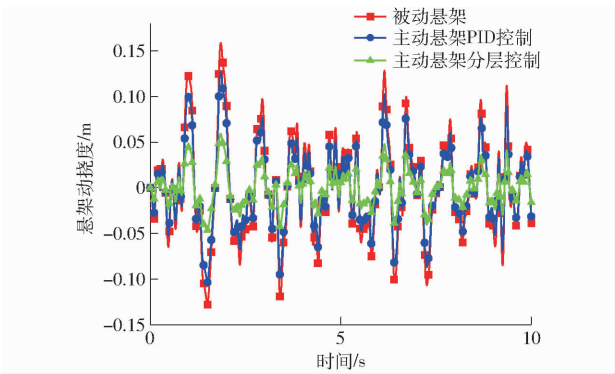


图 10 硬件在环悬架动挠度变化曲线

Fig. 10 Dynamic deflection of hydro pneumatic suspension in HILS

液压系统、远程控制系统等部分组成,如图 11 所示。悬架液压系统由三位四通比例阀、蓄能器、节流阀等组成。激振台控制器利用伺服激振缸模拟路面不平度,试验台采用硬件在环试验平台已验证的快速原型控制器控制执行元件运动,以验证在实际工况下的控制效果。

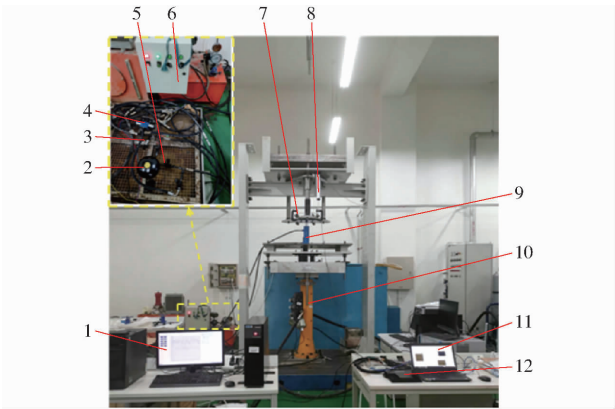


图 11 主动油气悬架试验平台

Fig. 11 Photo of active hydro-pneumatic suspension test platform

1. 激振台控制器 2. 蓄能器 3. 压力传感器 4. 三位四通比例阀 5. 节流阀 6. 油源 7. 加速度传感器 8. 位移传感器 9. 液压缸 10. 伺服激振缸 11. 数据采集计算机 12. 快速原型控制器

为对比分析主动悬架在真实工况下的减振效

果,分别对前桥悬架系统的被动、主动控制进行试验,试验结果如图 12、13 所示。

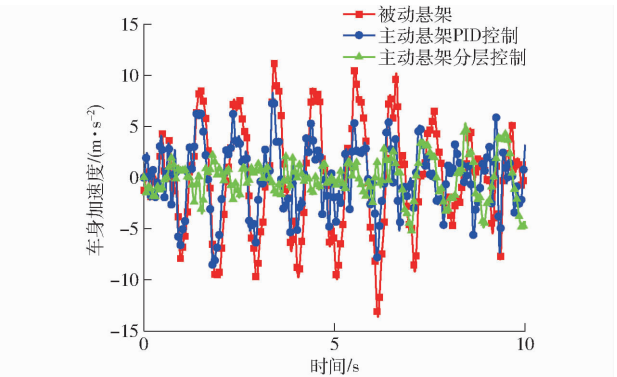


图 12 车身加速度试验结果

Fig. 12 Experiment results for body vibration acceleration

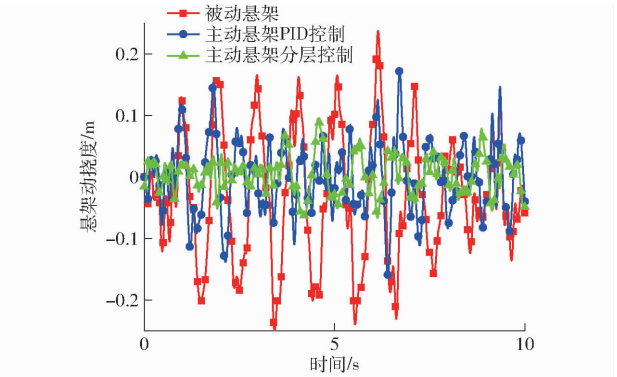


图 13 悬架动挠度试验结果

Fig. 13 Experiment results of suspension dynamic deflection

由图 12 可知,在随机路面激励的条件下,被动悬架车身加速度达到 10 m/s^2 ,均方根为 5.34 m/s^2 左右,主动悬架 PID 控制的加速度均方根约为 3.24 m/s^2 ,而主动悬架分层控制策略的加速度均方根约为 2.36 m/s^2 ,相比主动悬架 PID 的加速度均方根减少了 0.88 m/s^2 ,相较于被动悬架,加速度均方根下降了 55.8% 。可见,在模拟的实际工况下,分层控制算法仍能降低车身加速度且效果良好。

由图 13 可知,室内试验台试验条件下,被动和主动悬架的悬架动挠度均有一定程度的恶化,但主动悬架的动挠度变化依旧在可控范围内。从图 12、13 可得,分层控制算法对提高平顺性和驾乘舒适性均有较大的提升,说明前桥悬架控制系统设计合理。

在分层控制算法下,分析车速加速度和悬架动挠度在仿真、硬件在环及振动台试验等 3 种条件下的结果如图 14、15 和表 3 所示。

分析图 14、15 可知,在不同试验条件下,分层控制算法得到的减振效果存在差异。由表 3 可知,仿真条件下,车身加速度、悬架动挠度的均方根分别为 1.9085 m/s^2 和 0.019 m ,数据相对理想;硬件在环试验数据因 dSPACE 工控机与快速原型控制器信号交互的滞后性,与仿真数据相比车身

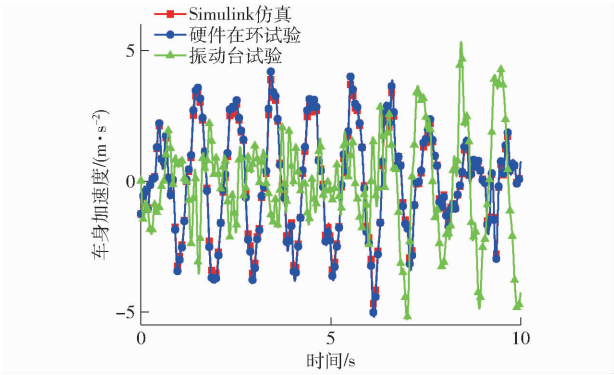


图 14 分层控制算法下不同试验条件的车身加速度变化曲线

Fig. 14 Acceleration of vehicle body under different test conditions based on hierarchical control algorithm

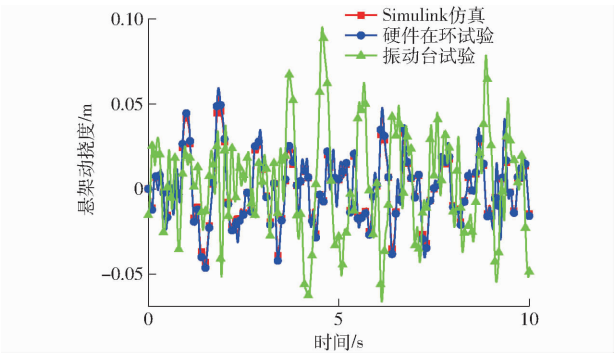


图 15 分层控制算法下不同试验条件的悬架动挠度变化曲线

Fig. 15 Dynamic deflection of suspension under different test conditions with hierarchical control algorithm

加速度与悬架动挠度的均方根分别增加了 0.1336 m/s^2 和 0.0024 m ; 振动试验台试验数据受液压缸摩擦力、传感器精度、管路沿程损失等多种因素的影响, 控制器不能及时获取整机的信息, 导致车身加速度、悬架动挠度的试验值较仿真值分别增加了 0.448 m/s^2 和 0.01319 m 。试验数据表明, 虽室内试验台固有频率较小且伺服激励缸易

表 3 分层控制算法的性能参数均方根

Tab. 3 Root mean square of parameters of hierarchical control

参数	Simulink 仿真	硬件在环 试验	振动台试验
车身加速度均方根/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	1.908 5	2.042 1	2.356 5
悬架动挠度均方根/m	0.019 00	0.021 40	0.032 19

受油液温度影响, 导致悬架动挠度试验值变化较大, 但能基本反映拖拉机在运输工况下悬架动行程的变化情况。

4 结论

(1) 设计了适用于大功率轮式拖拉机的前桥悬架系统, 该系统由主、被动悬架系统两部分组成且能适时开启, 能满足拖拉机不同的作业工况需求。此外, 构建了带前桥油气悬架的 1/4 拖拉机模型和前桥悬架的数学模型, 最后通过仿真和试验验证了模型的有效性。

(2) 充分考虑前桥主动悬架控制特点, 提出了基于参考天棚-地棚模型的分层控制算法。通过被动悬架、PID 和分层控制算法的仿真与试验结果得出, 在随机路面激励信号下, 带有分层控制算法的前桥主动悬架相较于 PID 控制, 车身振动加速度均方根为 2.36 m/s^2 , 减少了 0.88 m/s^2 , 由 PID 控制的两种控制算法下的主动悬架均优于被动悬架, 同时, 悬架动挠度被限定在较小范围内。

(3) 通过构建硬件在环与室内试验平台对所建模型进行验证。结果表明, 所设计的分层控制算法能使悬架具备良好的阻尼力输出跟踪性能, 可以很好地应对系统的非线性问题, 隔离干扰性车身振动, 保证前桥悬架系统的稳定性, 为大功率轮式拖拉机前桥悬架的减振控制提供了设计参考。

参 考 文 献

[1] 谢斌, 武仲斌, 毛恩荣. 农业拖拉机关键技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报, 2018, 49(8): 1-17.
XIE Bin, WU Zhongbin, MAO Enrong. Development and prospect of key technologies on agricultural tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(8): 1-17. (in Chinese)

[2] 杜岳峰, 傅生辉, 毛恩荣, 等. 农业机械智能化设计技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报, 2019, 50(9): 1-17.
DU Yuefeng, FU Shenghui, MAO Enrong, et al. Development situation and prospects of intelligent design for agricultural machinery[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(9): 1-17. (in Chinese)

[3] 袁加奇, 朱思洪, 高强, 等. 拖拉机前桥油气弹簧的设计与特性研究[J]. 南京农业大学学报, 2017, 40(1): 176-185.
YUAN Jiaqi, ZHU Sihong, GAO Qiang, et al. Design and characteristic study of tractor front axle hydro-pneumatic spring[J]. Journal of Nanjing Agricultural University, 2017, 40(1): 176-185. (in Chinese)

[4] 袁加奇, 范骏, 周永清. 拖拉机前轴悬架参数优化设计[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(1): 130-136, 163.
YUAN Jiaqi, FAN Jun, ZHOU Yongqing. Optimized design of parameters of tractor front axle suspensions[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(1): 130-136, 163 (in Chinese)

[5] SCARLETT A J, PRICE J S, STAYNER R M. Whole-body vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors[J]. Journal of Terramechanics, 2007, 44(1): 65-73.

[6] CUTINI M, COSTA C, BISAGLIA C. Development of a simplified method for evaluating agricultural tractor's operator whole body vibration[J]. Journal of Terramechanics, 2016, 63: 23-32.

[7] PARK M S, FUKUDA T, KIM T G, et al. Health risk evaluation of whole-body vibration by ISO 2631-5 and ISO 2631-1 for operators of agricultural tractors and recreational vehicles[J]. Industrial Health, 2013, 51(3): 364.

[8] CUONG D M, ZHU Sihong, ZHU Yue. Effects of tyre inflation pressure and forward speed on vibration of an unsuspended

- tractor[J]. Journal of Terramechanics, 2013, 50(3):185–198.
- [9] 吴清分. Fendt 公司 1000Vario 系列新拖拉机[J]. 拖拉机与农用运输车, 2019, 46(1):24–31.
WU Qingfen. 1000Vario series new tractors of Fendt company[J]. Tractor & Farm Transporter, 2019, 46(1):24–31. (in Chinese)
- [10] 伊力达尔·伊力亚斯. 前桥悬架对拖拉机振动特性的影响[D]. 南京:南京农业大学, 2015.
YILIDAER·Yiliyasi. The influence of front axle suspension on tractor vibration characteristics[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2015. (in Chinese)
- [11] GOBBI M, GIANPIERO M, GIORGIO P. Farm tractors with suspended front axle: anti-dive and anti-lift characteristics[J]. Journal of Terramechanics, 2014, 56(1):157–172.
- [12] GROTT M, BIRAL F, SORNIOTTI A. Vehicle simulation for the development of an active suspension system for an agricultural tractor[J]. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 2010, 2(1):12–25.
- [13] 马然, 朱思洪, GUDNG D M. 拖拉机前桥半主动悬架特性参数匹配与控制[J]. 农业机械学报, 2013, 44(12):6–10, 5
MA Ran, ZHU Sihong, GUDNG D M. Parameters matching and control of tractor front axle semi-active suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(12):6–10, 5. (in Chinese)
- [14] 伊力达尔·伊力亚斯, 朱思洪, 徐刚, 等. 拖拉机前桥悬架参数匹配及其对振动特性的影响[J]. 农业工程学报, 2015, 31(10):29–36.
YILIDAER·Yiliyasi, ZHU Sihong, XU Gang, et al. Front axle suspension parameters match and its impact on vibration characteristics of tractor[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(10):29–36. (in Chinese)
- [15] ZHENG Enlai, CUI Song, YANG Yuanzhao, et al. Simulation of the vibration characteristics for agricultural wheeled tractor with implement and front axle hydro pneumatic suspension[J]. Shock and Vibration, 2019, 2019:9135412.
- [16] 王大勇, 王慧. 基于变论域模糊控制的车辆半主动悬架控制方法[J]. 中国机械工程, 2017, 28(3):366–372.
WANG Dayong, WANG Hui. Control method of vehicle semi active suspensions based on variable universe fuzzy control[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(3):366–372. (in Chinese)
- [17] 秦武, 上官文斌, 吕辉. 非线性二自由度主动悬架滑模控制方法的研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(1):58–68.
QIN Wu, SHANGGUAN Wenbin, LÜ Hui. Research on sliding mode control for nonlinear active suspension system with two degrees of freedom[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(1):58–68. (in Chinese)
- [18] SAVAS Y, BASTURK H I. Adaptive backstepping control design for active suspension systems actuated by four-way valve-piston[C]//American Control Conference. IEEE, 2017.
- [19] SUN Weichao, GAO Huijun, YAO Bin. Adaptive robust vibration control of full-car active suspensions with electrohydraulic actuators[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2013, 21(6):2417–2422.
- [20] 顾进恒, 傅生辉, 刘长卿, 等. 大功率拖拉机悬浮式前桥悬架插装式比例阀建模与设计[J]. 农业机械学报, 2020, 51(增刊1):542–549.
GU Jinheng, FU Shenghui, LIU Changqing, et al. Modeling design of cartridge proportional valve of front axle suspension for high-power wheeled tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Suppl. 1):542–549. (in Chinese)
- [21] 赵建军. 重型拖拉机电液提升器比例控制阀设计与特性研究[D]. 北京:中国农业大学, 2015.
ZHAO Jianjun. The design and characteristics research of proportional control valve for the electro-hydraulic hitch of heavy tractor[D]. Beijing: China Agricultural University, 2015. (in Chinese)
- [22] 华博, 赵建军, 刘长卿, 等. 重型拖拉机电液提升器插装式比例提升阀性能仿真与试验[J]. 农业工程学报, 2019, 35(8):109–117.
HUA Bo, ZHAO Jianjun, LIU Changqing, et al. Performance simulation and test of plug-in proportional raising valve of electro-hydraulic hitch for heavy tractor[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(8):109–117. (in Chinese)
- [23] HEIBING B, ERSOY M. Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives[M]. Springer Science & Business Media, 2010.
- [24] 于斌. 一种低速非道路底盘慢主动悬架研究[D]. 北京:中国农业大学, 2019.
YU Bin. Research on a slow active suspension for off-road vehicle with low driving speed[D]. Beijing: China Agricultural University, 2019. (in Chinese)
- [25] YAO Jialing, SHI Wenku, ZHENG Jiaqiang, et al. Development of a sliding mode controller for semi-active vehicle suspensions[J]. Journal of Vibration & Control, 2013, 19(8):1152–1160.
- [26] 赵玉壮, 王宗诚, 陈思忠. 基于滑模控制的空气悬架车高控制系统研究[J]. 北京理工大学学报, 2014, 34(11):1125–1129, 1139.
ZHAO Yuzhuang, WANG Zongcheng, CHEN Sizhong. Investigation of height control for air suspension system based on sliding mode method[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2014, 34(11):1125–1129, 1139. (in Chinese)
- [27] 李鹏, 郑志强. 非线性积分滑模控制方法[J]. 控制理论与应用, 2011, 28(3):421–426.
LI Peng, ZHENG Zhiqiang. Sliding mode control approach with nonlinear integrator[J]. Control Theory & Applications, 2011, 28(3):421–426. (in Chinese)
- [28] 武涛, 李彦明, 林洪振, 等. 基于干扰观测器的直播机路径跟踪快速终端滑模控制[J]. 农业机械学报, 2021, 52(12):24–31.
WU Tao, LI Yanming, LIN Hongzhen, et al. Fast terminal sliding mode control for autonomous rice seeding machine based on disturbance observer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(12):24–31. (in Chinese)
- [29] 杨福增, 牛瀚麟, 孙景彬, 等. 山地履带拖拉机与农具姿态协同控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(1):414–422.
YANG Fuzeng, NIU Hanlin, SUN Jingbin, et al. Design and experiment of attitude cooperative control system of mountain crawler tractor and farm tools[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(1):414–422. (in Chinese)
- [30] 高炳微, 邵俊鹏, 韩桂华. 电液伺服系统位置和力模糊切换控制方法[J]. 电机与控制学报, 2014, 18(5):99–104.
GAO Bingwei, SHAO Junpeng, HAN Guihua. Fuzzy switching control between position and force for electro-hydraulic servo system[J]. Electric Machines and Control, 2014, 18(5):99–104. (in Chinese)