

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.S1.063

# 拖拉机电液悬挂系统动压反馈校正方法研究

刘长卿<sup>1,2</sup> 华博<sup>1,2</sup> 杜岳峰<sup>1,2</sup> 李臻<sup>1,2</sup> 朱忠祥<sup>1,2</sup> 毛恩荣<sup>1,2</sup>

(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:** 针对拖拉机在运输重型悬挂设备时, 压力冲击剧烈、拖拉机会产生较大的俯仰运动等问题, 提出了在位置控制系统中加入动压反馈校正环节, 增加系统阻尼比, 来抑制系统压力波动。该动压反馈校正环节利用压力传感器输出信号, 经过控制器微分校正后给系统输入, 能够在不影响系统动态刚度的前提下, 增加系统阻尼比。首先, 通过建立拖拉机电液悬挂的运动学模型, 分析研究了各杆件间的转角传动比, 并建立了拖拉机悬挂系统的动力学模型, 利用 Matlab 编写程序求解液压缸的负载力, 建立了液压系统模型, 分析了加入动压反馈校正环节后的液压系统阻尼比变化情况, 给出了动压反馈参数的确认方法。其次, 应用 Matlab/Simulink 对所建立的模型进行仿真分析, 仿真结果表明: 在液压系统提升过程中压力变化较大, 最大压力达到 5.8 MPa, 校正后的电液悬挂系统压力波动较小, 最大压力仅 4.0 MPa, 在液压系统受到干扰力冲击时, 原液压系统压力波动范围为 2.7 MPa, 而采用动压反馈校正后的位置控制压力波动范围为 1.1 MPa, 验证了该校正方法能够有效地提高系统阻尼比, 抑制压力波动。最后, 搭建试验平台进行试验验证, 试验结果表明: 拖拉机电液悬挂提升过程中未校正系统的提升最大压力为 4.6 MPa, 且压力振荡下降, 而校正后的系统最大压力仅 3.8 MPa, 压力较为平缓。冲击干扰试验中原系统的最大压力达到 6.5 MPa, 压力波动范围为 6.0 MPa, 而校正后的系统最大压力仅为 4.6 MPa, 压力波动范围为 4.2 MPa, 相对于原系统锁止工况, 压力波动范围降低了 30%。本文提出的拖拉机电液悬挂动压反馈校正方法, 可以很好地抑制拖拉机电液悬挂液压缸压力波动, 从而达到保护农机具, 降低俯仰运动, 提高驾驶员舒适性的目的。

**关键词:** 拖拉机; 电液悬挂; 动压反馈校正; 压力波动; 系统阻尼比

中图分类号: S219.032.4 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)S1-0535-07

## Dynamic Pressure Feedback Correction Method for Tractor Electro Hydraulic Hitch

LIU Changqing<sup>1,2</sup> HUA Bo<sup>1,2</sup> DU Yuefeng<sup>1,2</sup> LI Zhen<sup>1,2</sup> ZHU Zhongxiang<sup>1,2</sup> MAO Enrong<sup>1,2</sup>

(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:** When the tractor transports the heavy hitch equipment, the hydraulic cylinder pressure impact of the electro-hydraulic hitch is severe, and the tractor will produce large pitching movement. The dynamic pressure feedback correction was added to the position control system to increase the system damping ratio to suppress the system pressure fluctuation. The output signal of the pressure sensor was collected and input to the system through the controller differentiator, which could increase the damping ratio of the system without affecting the dynamic stiffness of the system. The kinematics model of tractor electro-hydraulic hitch was established, and the angle transmission ratio of each link was analyzed. The dynamic model of the tractor hitch system was established, and the load force of the hydraulic cylinder was solved by programming with Matlab. The hydraulic system model was established, the damping ratio of the hydraulic system after adding dynamic pressure feedback correction link was analyzed, and the confirmation method of dynamic pressure feedback parameters was given. Matlab/Simulink was used to simulate the model. The simulation results showed that during the lifting process of the hydraulic system, the pressure was changed greatly, and the maximum pressure reached 5.8 MPa. After correction, the

收稿日期: 2020-08-04 修回日期: 2020-09-18

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFD0700101)

作者简介: 刘长卿(1993—), 男, 博士生, 主要从事电液控制与液压控制系统设计研究, E-mail: lyg\_lcq@163.com

通信作者: 毛恩荣(1961—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事电液控制和农业装备智能化设计研究, E-mail: gxy15@cau.edu.cn

pressure fluctuation of the electro-hydraulic hitch system was small, and the maximum pressure was only 4.0 MPa. When the interference force impacted the hydraulic system, the pressure fluctuation range of the original hydraulic pressure system was 2.7 MPa. In comparison, the position control pressure fluctuation range after using dynamic pressure feedback correction was 1.1 MPa. Therefore, the damping ratio of the system could be effectively improved, and the pressure fluctuation could be suppressed by the method. The test platform was built. The test results showed that the maximum lifting pressure of the uncorrected system was 4.6 MPa and the pressure oscillation was decreased. In contrast, the maximum pressure of the corrected system was only 3.8 MPa, and the pressure was relatively gentle. In the impact interference test, the maximum pressure of the original system reached 6.5 MPa, and the pressure fluctuation range was 6 MPa. In contrast, the corrected maximum pressure was only 4.6 MPa, and the pressure fluctuation range was 4.2 MPa. Compared with the locking condition of the original system, the pressure fluctuation range was reduced by 30%. The results showed that the proposed dynamic pressure feedback correction method of the tractor electro-hydraulic hitch can well restrain the pressure fluctuation of the hydraulic cylinder of the tractor electro-hydraulic hitch, protect the agricultural machinery, reduce the pitching movement and improve the comfort of the driver.

**Key words:** tractor; electro-hydraulic hitch; dynamic pressure feedback correction; pressure fluctuation; system damping ratio

## 0 引言

拖拉机电液悬挂装置是拖拉机的重要组成部分<sup>[1]</sup>。通过对电液悬挂装置的控制可以大大提高拖拉机工作性能,具有较高的研究价值。目前对于拖拉机电液悬挂的研究主要集中在拖拉机犁耕作业工况,主要控制方式包括位控制、力控制、力位综合控制和压力控制等<sup>[2-7]</sup>。

当前拖拉机的功能在不断增多,除了需要完成田间作业任务外,大多数拖拉机都具备运输功能,通常拖拉机运输过程中采用锁止装置,当农用拖拉机在运输重型悬挂设备时,拖拉机会产生较大的俯仰运动,从而导致前轴产生极大的动态载荷,影响驾驶员的操作舒适性<sup>[8]</sup>。对于拖拉机运输功能的研究,尹修杰等<sup>[9-11]</sup>发现拖拉机电液悬挂加装蓄能器装置后能够降低液压缸压力波动,从而抑制拖拉机的俯仰运动。博世力士乐公司通过分析研究拖拉机减振控制<sup>[12]</sup>,大大降低系统压力波动。承鉴等<sup>[13]</sup>分析了拖拉机振动的影响因素,确定了拖拉机振动与铰接点的力变化相关,并对拖拉机减振控制进行了研究<sup>[14]</sup>。随着电液比例技术在农业装备上的应用<sup>[15-18]</sup>,可以采用校正方法提高系统的性能,不同校正方法效果不同<sup>[19-22]</sup>。

本文以现有的拖拉机电液悬挂系统(无需加入蓄能器等装置)为研究对象,采用动压反馈校正方法以提高电液悬挂系统的阻尼比,从而减少拖拉机电液悬挂提升和运输过程的压力波动,保护农机具,同时抑制拖拉机俯仰运动。

## 1 电液悬挂系统数学模型

拖拉机电液悬挂系统由悬挂机构、液压系统和

电气系统等组成。本文通过对悬挂机构的运动分析,电液悬挂动力学建模,建立液压系统的数学模型,为加入动压反馈校正环节提供理论依据。

### 1.1 悬挂机构运动学分析

电液悬挂机构如图1所示,提升臂 $ND$ 绕 $N$ 点旋转,通过伸缩液压缸来改变提升臂 $ND$ 转角;下拉杆 $BV$ 、提升杆 $DE$ 与提升臂 $ND$ 组成四边形结构,将提升臂 $ND$ 转角传动至下拉杆 $BV$ 上,驱动下拉杆 $BV$ 旋转;上拉杆 $MG$ 、下拉杆 $BV$ 与机具组成另外一个四边形机构,进而达到提升和下降机具的目的。因此拖拉机电液悬挂机构的运动学分析主要包括三角形 $ANC$ 、四边形 $NDEB$ 和四边形 $MGVB$ 。

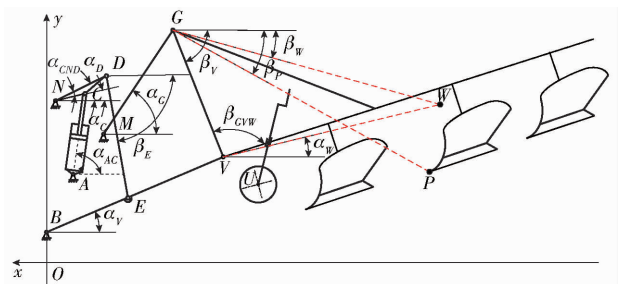


图1 拖拉机电液悬挂机构示意图

Fig.1 Tractor electro hydraulic hitch linkage diagram

过点 $B$ 作水平线的垂线,记垂线为 $y$ 轴,向上为正;记水平线为 $x$ 轴,向左为正;记交点 $O$ 为坐标原点。

(1)在三角形 $ANC$ 中

$$l_{AC}^2 = l_{NC}^2 + l_{NA}^2 - 2l_{NC}l_{NA}\cos\alpha_C \quad (1)$$

对式(1)求时间导数得

$$2l_{AC}\dot{l}_{AC} = 2l_{NC}l_{NA}\dot{\alpha}_C\sin\alpha_C \quad (2)$$

由图1可得

$$\begin{cases} \alpha_D = \alpha_C + \alpha_{CND} \\ \dot{l}_{AC} = \dot{x}_L \end{cases} \quad (3)$$

$$\dot{x}_L = \frac{l_{NC} l_{NA} \sin \alpha_C}{l_{AC}} \dot{\alpha}_D \quad (4)$$

(2) 在四边形  $NDEB$  中

$$\begin{cases} x_D - l_{DE} \cos \beta_E = x_B - l_{BE} \cos \alpha_V \\ y_D + l_{DE} \sin \beta_E = y_B + l_{BE} \sin \alpha_V \end{cases} \quad (5)$$

对式(5)求时间导数得

$$\begin{cases} \dot{x}_D + l_{DE} \dot{\beta}_E \sin \beta_E = l_{BE} \dot{\alpha}_V \sin \alpha_V \\ \dot{y}_D + l_{DE} \dot{\beta}_E \cos \beta_E = l_{BE} \dot{\alpha}_V \cos \alpha_V \end{cases} \quad (6)$$

$$\dot{\alpha}_D = \frac{l_{DE} \sin(\alpha_V + \beta_E)}{l_{ND} \sin(\alpha_V - \alpha_D)} \dot{\alpha}_V \quad (7)$$

(3) 在四边形  $MGVB$  中

$$\begin{cases} x_M - l_{MG} \cos \alpha_C - l_{GV} \cos \beta_V = x_B - l_{BV} \cos \alpha_V \\ y_M - l_{MG} \sin \alpha_C - l_{GV} \sin \beta_V = y_B + l_{BV} \sin \alpha_V \end{cases} \quad (8)$$

对式(8)求时间导数得

$$\begin{cases} l_{MG} \dot{\alpha}_C \sin \alpha_C + l_{GV} \dot{\beta}_V \sin \beta_V = l_{BV} \dot{\alpha}_V \sin \alpha_V \\ l_{MG} \dot{\alpha}_C \cos \alpha_C + l_{GV} \dot{\beta}_V \cos \beta_V = -l_{BV} \dot{\alpha}_V \cos \alpha_V \end{cases} \quad (9)$$

$$\dot{\alpha}_V = \frac{l_{GV} \sin(\beta_V + \alpha_C)}{l_{BV} \sin(\alpha_V - \alpha_C)} \dot{\beta}_V \quad (10)$$

由图 1 可得

$$\alpha_W = \pi - \beta_{CVW} - \beta_V \quad (11)$$

故可得

$$\dot{x}_L = - \frac{l_{NC} l_{NA} l_{GV} l_{DE} \sin \alpha_C \sin(\alpha_V + \beta_E) \sin(\beta_V + \alpha_C)}{l_{AC} l_{ND} l_{BV} \sin(\alpha_V - \alpha_D) \sin(\alpha_V - \alpha_C)} \dot{\alpha}_W \quad (12)$$

## 1.2 悬挂机构动力学建模

如图 2 所示, 拖拉机在运输过程中, 机具所受的力包括: 农具重力  $m_w g$ , 上悬挂点处作用力  $F_C$ , 以及下悬挂点处的水平和垂直作用力  $F_{Vx}$  和  $F_{Vy}$ 。为了简化分析, 忽略各悬挂杆件的质量, 这样上拉杆和提升杆可视为二力杆。

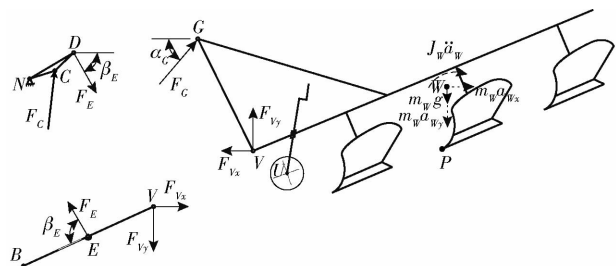


图 2 拖拉机液压悬挂机构受力分析简图

Fig. 2 Force analysis diagram of hitch

取机具为研究对象, 根据达朗贝尔原理可得

$$\begin{cases} F_{Vx} - F_C \cos \alpha_C - m_w a_{Wx} = 0 \\ F_{Vy} - F_C \sin \alpha_C - m_w (g + a_{Wy}) = 0 \\ F_C (y_C - y_V) \cos \alpha_C + F_C (y_C - y_V) \sin \alpha_C - \\ m_w (g + a_{Wy}) (x_V - x_W) + \\ m_w a_{Wx} (y_W - y_V) - J_W \ddot{\alpha}_W = 0 \end{cases} \quad (13)$$

取下拉杆为研究对象, 其所受的力包括下悬挂点  $V$  处的水平和垂直作用力  $F_{Vx}$  和  $F_{Vy}$ , 以及提升杆铰接点  $E$  处的作用力  $F_E$ , 对  $B$  点取矩则有

$$F_E l_{EB} \sin(\beta_E + \alpha_V) - F_{Vx} (y_V - y_B) - F_{Vy} (x_B - x_V) = 0 \quad (14)$$

$$F_E = \frac{F_{Vx} (y_V - y_B) + F_{Vy} (x_B - x_V)}{l_{EB} \sin(\beta_E + \alpha_V)} \quad (15)$$

液压缸负载力  $F_C$  为

$$F_C = \frac{F_E l_{ND} \sin(\alpha_D + \beta_E)}{l_{NC} \sin(\alpha_{AC} - \alpha_C)} \quad (16)$$

## 1.3 液压系统模型

图 3 为电液悬挂系统原理图, 由比例提升阀和比例下降阀、安全阀以及单作用缸组成。

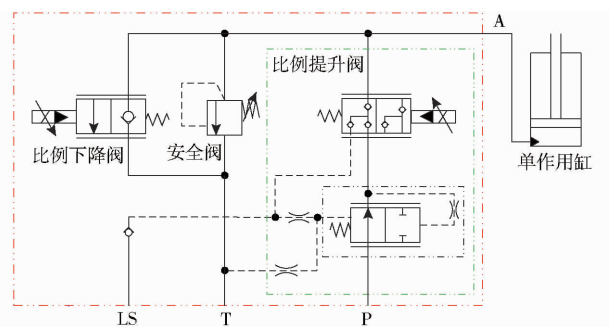


图 3 电液悬挂系统原理图

Fig. 3 Schematic of electro-hydraulic hitch

在建立液压系统数学模型前假设系统不存在弹性负载, 忽略活塞上的粘性阻尼系数, 忽略油液密度及压缩性的影响, 回油压力为 0。

(1) 电液比例悬挂控制阀的压力-流量特性方程

为了简化分析和说明问题, 暂不考虑电液比例控制阀的不灵敏区等非线性因素的影响, 近似将其看成一个线性系统 (即近似线性化)。

$$q_L = K_q x_F - K_c p_L \quad (17)$$

其中

$$x_F = k_{sp} i$$

式中  $x_F$  ——比例阀阀芯位移

$K_q$  ——电液比例控制阀的流量系数

$K_c$  ——电液比例控制阀的流量-压力系数

$p_L$  ——负载压力, Pa

$k_{sv}$  ——比例放大系数

$i$  ——电磁铁电流, A

(2) 流量连续性方程

电液悬挂系统为单作用缸, 提升液压缸的流量连续性方程为

$$q_L = A_L \frac{dx_L}{dt} + C_{tL} p_L + \frac{V_L}{\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (18)$$

式中  $x_L$  ——液压缸活塞位移量, m

$A_L$ ——液压缸活塞有效作用面积,  $\text{mm}^2$   
 $C_t$ ——液压缸的外泄漏系数  
 $V_L$ ——液压缸在稳定工作位置时油腔总容积,  $\text{m}^3$   
 $\beta_e$ ——油液的体积弹性模量

(3) 液压缸负载的力平衡方程  
 力平衡方程为

$$A_L P_L = m_L \frac{d^2 x_L}{dt^2} + F_L \quad (19)$$

其中

$$m_L = \frac{m_w l_{vw}^2 + J_w}{\left(\frac{\dot{x}_L}{\alpha_w}\right)^2} \quad (20)$$

式中  $m_L$ ——液压缸活塞上等等效负载的总质量

(4) 位移传感器数学模型

位移传感器数学模型为

$$u_{x_L} = k_{x_L} x_L \quad (21)$$

式中  $k_{x_L}$ ——位移传感器转换系数

(5) 压力传感器数学模型

压力传感器数学模型为

$$u_{P_L} = k_{P_L} P_L \quad (22)$$

式中  $k_{P_L}$ ——压力传感器转换系数

对式(17)~(22)进行拉普拉斯变换得

$$\begin{cases} Q_L = K_q X_F - K_c P_L \\ Q_L = A_L s X_L + C_t P_L + \frac{V_L}{\beta_e} s P_L \\ A_L P_L = m_L s^2 X_L + F_L \\ X_F = k_{sv} I \\ U_{x_L} = k_{x_L} X_L \\ U_{P_L} = k_{P_L} P_L \end{cases} \quad (23)$$

则阀控液压缸动力机构的传递函数为

$$X_L = \frac{\frac{k_{sv} K_q}{A_L} I - \frac{K_{ce}}{A_L^2} \left(1 + \frac{V_L}{\beta_e} s\right) F_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1\right)} \quad (24)$$

其中

$$\begin{aligned} K_{ce} &= K_c + C_t \\ \omega_h &= \sqrt{\frac{\beta_e A_L^2}{V_L m_L}} \\ \zeta_h &= \frac{K_{ce}}{2A_L} \sqrt{\frac{\beta_e m_L}{V_L}} \end{aligned}$$

式中  $\omega_h$ ——液压固有频率

$\zeta_h$ ——液压阻尼比

系统框图如图4所示。

## 2 动压反馈校正设计

### 2.1 动压反馈校正原理分析

为了增大液压系统的阻尼比,在系统中加入微

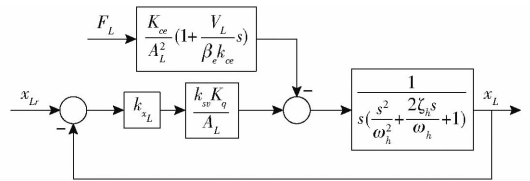


图4 电液悬挂系统位置控制系统框图

Fig. 4 Block diagram of position control system of electro-hydraulic hitch system

分放大器构成动压反馈校正环节,该环节的传递函数为

$$G_{fp} = k_{fpls} \frac{T_p s}{T_p s + 1} \quad (25)$$

式中  $T_p$ ——动压反馈时间常数

$k_{fpls}$ ——动压反馈回路放大系数

由压力传感器采集的信号,经过微分校正装置,输出给比例阀控制装置,构成压力微分反馈,进而提高系统的阻尼比,其原理图如图5所示。

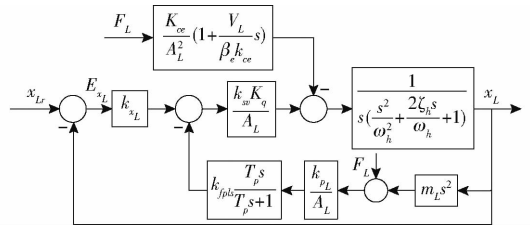


图5 加入动压反馈校正的电液悬挂系统位置控制系统框图

Fig. 5 Block diagram of position control system of electro-hydraulic hitch system with dynamic pressure feedback correction

由图5可得系统的开环传递函数为

$$\begin{cases} G(s) = \frac{X_L}{E_{x_L}} = \frac{k_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_{hp}^2} + \frac{2\zeta_{hp} s}{\omega_{hp}} + 1\right)} \\ k_v = \frac{k_{x_L} K_q k_{sv}}{A_L} \\ \omega_{hp} = \omega_h \\ \zeta_{hp} = \zeta_h + k_{P_L s} \frac{k_{sv} K_q k_{P_L} m_L \omega_h}{2A_L^2} \frac{T_p s}{T_p s + 1} \end{cases} \quad (26)$$

式中  $\omega_{hp}$ ——系统校正后的液压固有频率

$E_{x_L}$ ——液压系统的位置偏差

$\zeta_{hp}$ ——系统校正后的液压阻尼比

### 2.2 动压反馈参数确定

由上述分析可以看出系统的附加阻尼比为

$$\zeta'_{hp} = k_{P_L s} \frac{k_{sv} K_q k_{P_L} m_L \omega_h}{2A_L^2} \frac{T_p s}{T_p s + 1} = K_d \frac{T_p s}{T_p s + 1} \quad (27)$$

其中

$$K_d = k_{P_L s} \frac{k_{sv} K_q k_{P_L} m_L \omega_h}{2A_L^2}$$

附加阻尼比的幅频特性与相频特性分别为

$$\begin{cases} |\zeta'_{hp}(j\omega)| = K_d \frac{T_p \omega}{\sqrt{1 + (T_p \omega)^2}} \\ \angle \zeta'_{hp}(j\omega) = \arctan \frac{1}{T_p \omega} \end{cases} \quad (28)$$

根据文献[23]参数确定方法选取动压反馈校正环节的参数  $T_p$  和  $k_{fpLs}$ 。首先确定时间常数  $T_p$ ，使其在谐振频率  $\omega_h$  处产生所需要的阻尼比，同时又要确保阻尼项的相位移接近于 0，即

$$\begin{cases} |\zeta'_{hp}(j\omega_h)| = K_d \frac{T_p \omega_h}{\sqrt{1 + (T_p \omega_h)^2}} \\ \angle \zeta'_{hp}(j\omega_h) = \arctan \frac{1}{T_p \omega_h} \approx 0 \end{cases} \quad (29)$$

当  $T_p \omega_h \geq 10$  时， $\angle \zeta'_{hp} \rightarrow 0$ 。当  $T_p \omega_h \geq 10$  时，附加阻尼比  $\zeta'_{hp}$  近似等于  $K_d$ ，通常液压系统的阻尼比的理想范围为 0.4 ~ 0.7，因此  $T_p$  和  $k_{fpLs}$  计算公式为

$$\begin{cases} T_p = \frac{10}{\omega_h} \\ k_{fpLs} = \frac{2\zeta'_{hp} A_L^2}{k_{sv} K_q k_{pL} m_L \omega_h} \end{cases} \quad (30)$$

### 3 拖拉机电液悬挂动压反馈校正控制仿真分析

为了验证本文所提出的动压反馈校正方法的控制效果，结合已经建立的拖拉机电液悬挂动力学和液压系统的数学模型，在 Matlab/Simulink 中构建拖拉机电液悬挂系统的仿真模型，如图 6 所示。对比仿真分析悬挂系统在有动压反馈校正和无动压反馈校正时提升过程的阶跃响应动态特性。同时在给系统加入干扰力的情况下，比较没有控制和带动压反馈控制的液压系统动态特性。

图 7 为电液悬挂系统阶跃响应的仿真结果，由

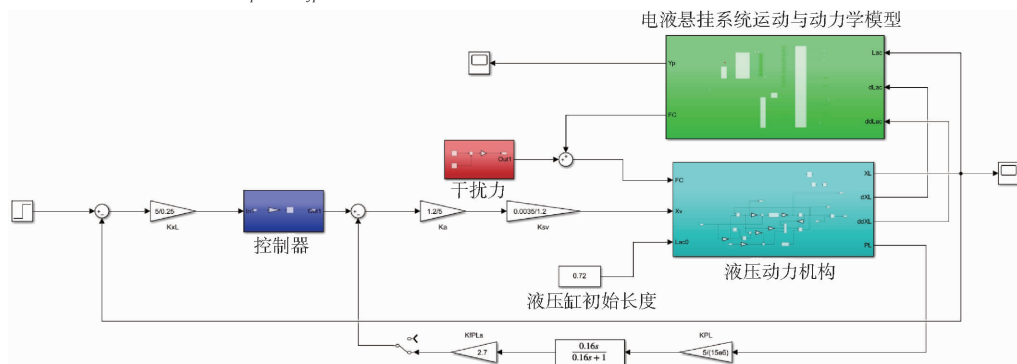


图 6 拖拉机电液悬挂系统仿真模型

Fig. 6 Simulation model of tractor electro hydraulic hitch system

图 7a 可以看出，没加入校正环节和加入校正环节响应时间均为 3 s 左右，稳定后液压缸位移为 0.76 m，犁尖离地高度为 0.46 m。由于悬挂犁存在自身重力等因素的影响，液压缸位移存在一定的静态误差，拖拉机运输工况下是可以接受的。由图 7b 可以看出，提升过程中压力变化较大，最大压力达到 5.8 MPa，校正后的电液悬挂系统压力波动较小，最大压力仅为 4 MPa。

为了测试校正系统对于干扰力冲击的控制性能，在仿真第 5 秒时给系统加入一个 20 kN 的干扰力脉冲激励，仿真结果如图 8 所示。运输过程中没有位置控制时，压力波动区间为 2.2 ~ 4.9 MPa，而采用动压反馈校正后的位置控制压力波动区间为 2.9 ~ 4.0 MPa，比前者减少了 59%，因此经过校正后的系统可以更好减小压力波动。

### 4 试验与结果分析

为验证本文提出的电液悬挂动压反馈校正的控制性能，在中国农业大学上庄试验站搭建试验平台

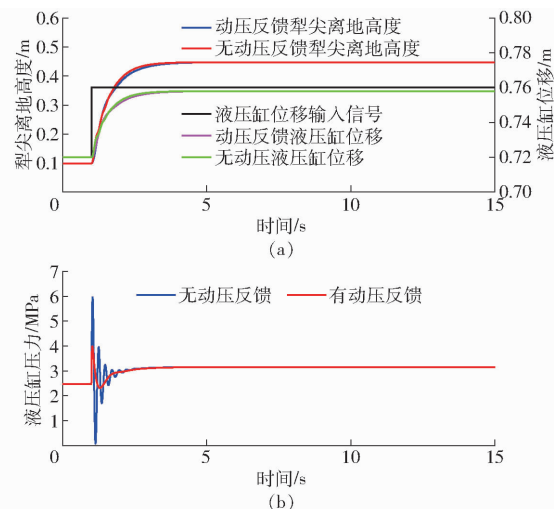


图 7 电液悬挂系统阶跃响应

Fig. 7 Step response curves of electro-hydraulic hitch system

(图 9)，进行试验。主要进行无校正系统与校正后系统的电液悬挂提升试验对比，并对比拖拉机运输自锁状态与校正后的系统性能。

#### 4.1 电液悬挂提升试验

拖拉机在驻车过程中，下降犁至指定位置，由上



位机给控制器发送提升指令,两种系统的控制结果如图10所示。

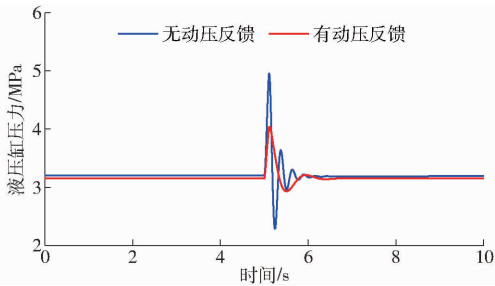


图8 干扰冲击压力曲线

Fig.8 Pressure curves under disturbance impact



图9 电液悬挂系统动压反馈校正试验平台

Fig.9 Test platform for dynamic pressure feedback correction of electro-hydraulic suspension system

1. TTC60 型控制器 2. 上位机 3. CAN 卡 4. 电源 5. 压力传感器 6. 位移传感器

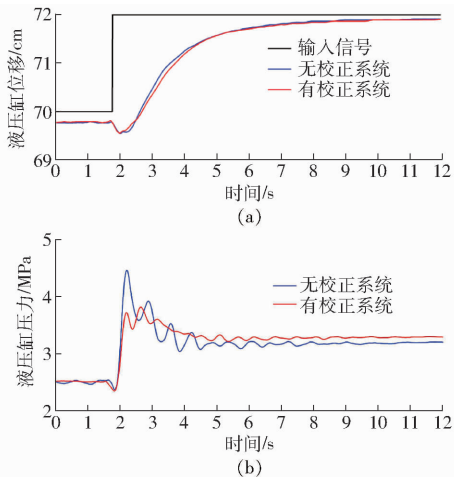


图10 电液悬挂提升试验曲线

Fig.10 Curves of electro-hydraulic hitch lifting test

由图10a可知,两种控制方案的电液悬挂提升液压缸位移响应均为6s;系统稳定后存在一定的误差,是由于电液悬挂重力产生的静态误差,不影响拖拉机运输过程;由图10b可知,无校正系统的提升最大压力为4.6MPa,且压力振荡下降,而校正后的系统最大压力仅3.8MPa,压力较为平缓。因此校正后的液压控制系统对于压力波动有较好的抑制作用。

## 4.2 电液悬挂压力冲击试验

为了验证校正后的电液悬挂系统对于干扰力冲击的压力抑制效果,使拖拉机以10 km/h通过一根方形管,对校正后的电液悬挂系统与现有的锁止状态的压力波动情况。试验结果如图11所示。

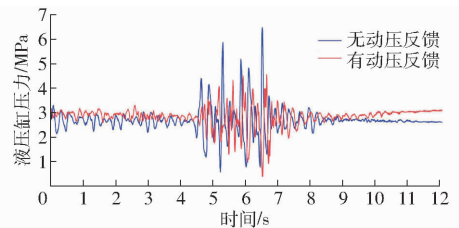


图11 路面冲击干扰压力波动曲线

Fig.11 Pressure fluctuation curves under road impact

由图11可知,拖拉机在越过方管的最大压力达到6.5MPa,最小压力为0.5MPa,压力波动范围为6.0MPa。而校正后的电液悬挂系统最大压力为4.6MPa,最小压力为0.4MPa,波动范围为4.2MPa,压力波动范围降低了30%,校正后的拖拉机电液悬挂系统能有效降低压力冲击,同时可以很好抑制拖拉机电液悬挂液压缸压力波动,从而达到保护农机具,降低俯仰运动,提高驾驶员舒适性的目的。

## 5 结论

(1)在建立拖拉机电液悬挂运动学与动力学模型的基础上,研究了拖拉机电液悬挂液压系统的等效质量求解方法。通过线性化液压系统模型,研究了动压反馈校正参数的确定方法。进行与未校正的液压控制系统的对比仿真验证,结果表明采用动压反馈校正后的拖拉机电液悬挂系统在提升过程中系统稳定,压力波动较小,受干扰冲击压力抑制作用明显。

(2)搭建了试验平台,分别进行无校正系统与校正后系统的电液悬挂提升试验对比和冲击干扰试验分析。试验结果表明,拖拉机电液悬挂提升过程中未校正系统的提升最大压力为4.6MPa,且压力振荡下降,而校正后的系统最大压力仅3.8MPa,压力较为平缓。冲击干扰试验中校正后的电液悬挂系统最大压力为4.6MPa,最小压力为0.4MPa,波动范围为4.2MPa,压力波动范围降低了30%。

(3)提出的拖拉机电液悬挂动压反馈校正方法,可以很好地抑制拖拉机电液悬挂液压缸压力波动,从而达到保护农机具,抑制俯仰运动的目的。

## 参考文献

- 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] 谭或, 谢斌, 鄂卓茂. 拖拉机作业机组电液悬挂控制系统的研制[J]. 中国农业大学学报, 2002, 7(6): 64-67.  
TAN Yu, XIE Bin, E Zhuomao. Study of hydraulic hitch system controlling technology for tractor working units[J]. Journal of China Agricultural University, 2002, 7(6): 64-67. (in Chinese)
- [3] 王素玉, 刘站, 李瑞川, 等. 基于土壤比阻的大功率拖拉机变权重力位综合控制研究[J]. 农业机械学报, 2018, 49(2): 351-357.  
WANG Suyu, LIU Zhan, LI Ruichuan, et al. Variable weight force-position mixed control of high-power tractor based on soil specific resistance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(2): 351-357. (in Chinese)
- [4] 张硕, 杜岳峰, 朱忠祥, 等. 后轮驱动大功率拖拉机牵引力-滑转率联合自动控制方法[J]. 农业工程学报, 2016, 32(12): 47-53.  
ZHANG Shuo, DU Yuefeng, ZHU Zhongxiang, et al. Integrated control method of traction & slip ratio for rear-driving high-power tractors[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(12): 47-53. (in Chinese)
- [5] 李明生, 赵建军, 朱忠祥, 等. 拖拉机电液悬挂系统模糊 PID 自适应控制方法[J]. 农业机械学报, 2013, 44(增刊 2): 295-300.  
LI Mingsheng, ZHAO Jianjun, ZHU Zhongxiang, et al. Fuzzy-PID self-adaptive control method in electro-hydraulic hitch system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Supp. 2): 295-300. (in Chinese)
- [6] LIU Changqing, ZHAO Jianjun, GU Jingheng, et al. Pressure control algorithm based on adaptive fuzzy PID with compensation correction for the tractor electronic hydraulic hitch[J]. Applied Sciences, 2020, 10(9): 3179.
- [7] 谢凌云. 大马力拖拉机电液悬挂系统耕深自动控制研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2016.  
XIE Lingyun. Research on plowing depth automatic control for high-power tractor electro-hydraulic hitch system [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2016. (in Chinese)
- [8] 承鉴. 基于电液悬挂系统的拖拉机振动特性及主动减振方法研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2016.  
CHENG Jian. Research on vibration characteristics and active vibration control of tractor based on electro-hydraulic hitch system [D]. Beijing: China Agricultural University, 2016. (in Chinese)
- [9] 尹修杰, 宋正河, 朱忠祥, 等. 拖拉机新型电液悬挂控制系统操作平顺性[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2008, 29(6): 486-489.  
YIN Xiujie, SONG Zhenghe, ZHU Zhongxiang, et al. New electro-hydraulic control system for tractor[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2008, 29(6): 486-489. (in Chinese)
- [10] 尹修杰. 拖拉机作业机组电液耕深控制方法的研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2007.  
YIN Xiujie. Research on electro-hydraulic tillage depth control method for the tractor implement combination [D]. Beijing: China Agricultural University, 2007. (in Chinese)
- [11] 尹修杰, 毛恩荣, 宋正河. 新型拖拉机液压系统对拖拉机机体的振动冲击分析研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 2007(5): 22-24.  
YIN Xiujie, MAO Enrong, SONG Zhenghe. Effect of hydraulic impact on tractor body vibration [J]. Tractor & Farm Transporter, 2007(5): 22-24. (in Chinese)
- [12] Rexroth Bosch Group. Knowledge explanation: hydraulic for tractor[M]. Ditzingen: Germany: Bosch Robert AG, 2014.
- [13] 承鉴, 迟瑞娟, 毛恩荣. 悬挂农具对电液悬挂系统拖拉机振动的影响[J]. 农业工程学报, 2015, 31(7): 24-32.  
CHENG Jian, CHI Ruijuan, MAO Enrong. Influence of hanging farm implement on vibration of tractor with electro-hydraulic hitch system[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(7): 24-32. (in Chinese)
- [14] 承鉴, 迟瑞娟, 赖青青, 等. 基于电液悬挂系统的拖拉机主动减振控制[J]. 农业工程学报, 2017, 33(5): 82-90.  
CHENG Jian, CHI Ruijuan, LAI Qingqing, et al. Active vibration control of tractor based on electro-hydraulic hitch system [J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(5): 82-90. (in Chinese)
- [15] 张漫, 季宇寒, 李世超, 等. 农业机械导航技术研究进展[J]. 农业机械学报, 2020, 51(4): 1-18.  
ZHANG Man, JI Yuhang, LI Shichao, et al. Research progress of agricultural machinery navigation technology [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(4): 1-18. (in Chinese)
- [16] 薛涛, 李伟, 杜岳峰, 等. 大型高地隙喷雾机喷杆主动悬架自适应模糊滑模控制[J]. 农业工程学报, 2018, 34(21): 47-56.  
XUE Tao, LI Wei, DU Yuefeng, et al. Adaptive fuzzy sliding mode control of spray boom active suspension for large high clearance sprayer[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(21): 47-56. (in Chinese)
- [17] 赵建军, 朱忠祥, 宋正河, 等. 重型拖拉机电液提升器多路换向阀仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(增刊): 1-9.  
ZHAO Jianjun, ZHU Zhongxiang, SONG Zhenghe, et al. Simulation and experiment on multi-directional valve of heavy tractor electro-hydraulic hitch[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(Supp.): 1-9. (in Chinese)
- [18] 鲁植雄, 郭兵, 高强. 拖拉机耕深模糊自动控制方法与试验研究[J]. 农业工程学报, 2013, 29(23): 23-29.  
LU Zhixiong, GUO Bing, GAO Qiang. Study on auto-control method and experiment for tractor depth based on fuzzy control [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(23): 23-29. (in Chinese)
- [19] 张小红, 曹英健, 盛文巍. 控制飞行器舵面的电液伺服系统数字动压反馈算法[J]. 液压气动与密封, 2019, 39(4): 25-29.  
ZHANG Xiaohong, CAO Yingjian, SHENG Wenwei. The digital DPF algorithm of electro-hydraulic servo systems for control vehicle rudders[J]. Hydraulic Pneumatics & Seals 2019, 39(4): 25-29. (in Chinese)
- [20] ZHANG Lei, JIANG Hongzhou. Time constant of a hydraulic servo valve with dynamic pressure feedback[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2015, 43(6): 59-63
- [21] DRANSFIELD P. Hydraulic control systems—design and analysis of their dynamics [J]. Lecture Notes in Control & Information Ence, 1981, 35(4): 58.
- [22] MERRITT H E. Hydraulic control systems[J]. Journal of Applied Mechanics, 1968, 35(1): 200.
- [23] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.