

拖拉机作业机组电液悬挂控制系统的研制

谭 毅 谢 斌 鄂卓茂

(中国农业大学车辆与交通工程学院)

摘 要 在 F I A T - 7 8 0 型拖拉机上采用了电液悬挂控制系统代替传统的机械式液压悬挂系统, 并以电液比例方向阀作为主控制阀, 建立了电液悬挂控制系统的数学模型, 利用 M A T L A B 工具分析了该系统的稳定性和静动态品质。采用 M C S 9 6 系列 1 6 位单片机系统实现了对电液悬挂控制系统的数字化控制, 并在 F I A T - 7 8 0 型拖拉机室内仿真试验台上进行了试验, 结果表明所研制的电液悬挂控制系统能够满足农机具位调节和力调节的控制要求。

关键词 拖拉机; 电液悬挂系统; 电液比例方向阀

中图分类号 TP 271.31; S 219.1

Study of Hydraulic Hitch System Controlling Technology for Tractor Working Units

Tan Yu, Xie Bin, E Zhuomao

(College of Vehicle and Traffic Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract A controlling scheme of the hydraulic system was developed. This new system can be used to replace the traditional system. The new electrohydraulic system includes an proportion valve as the main control valve. The mathematic model of the new electrohydraulic system was developed. The stability and the dynamic performance of the system were analyzed through M A T L A B software. The digial control of the system was realized by a 16-bit single chip processor system of M C S 9 6. The characteristics of this control system have been verified by tests conducted on the F I A T - 7 8 0 tractor test-bed.

Key words tractor; electrohydraulic hitch system; electrohydraulic proportional direction valve

20 世纪 70 年代以来, 随着电子技术和微机控制技术的出现及成熟, 机电一体化技术逐步被应用到拖拉机控制系统中, 取得了良好的效果。机电一体化技术在农用拖拉机上的应用必然向着自动化、智能化的方向发展。传统的拖拉机悬挂机组采用的机液控制系统, 正逐渐被电液控制系统所代替。

笔者在 F I A T - 7 8 0 拖拉机上采用自行研制的电液悬挂控制系统代替原有的机械式液压悬挂系统, 并进行了室内仿真试验。

收稿日期: 2002-02-25

“211”重点实验室建设项目

谭 毅, 北京清华东路 17 号 中国农业大学(东校区)47 信箱, 100083

1 电液悬挂系统的原理及理论分析

1.1 电液悬挂系统原理

为了采用电液悬挂控制系统, 首先对拖拉机 FIAT-780 上的原液压系统进行改造, 用自行设计的集成器代替了原来的分配器, 使智能控制拖拉机作业机组成为可能^[1]。

电液比例换向阀是一种能按电信号输入控制液流方向和流量的液压控制元件, 是电液悬挂控制系统的关键性元件。本系统中选择级间位置反馈式电液比例换向阀作为主控制阀, 该换向阀既可用于开环控制系统, 又可用于闭环控制系统, 本系统采用闭环控制。电液悬挂控制系统原理见图 1。当电液比例换向阀的 A 端通入电流时, 液压缸使悬挂装置上升; B 端通入电流时, 悬挂装置下降。

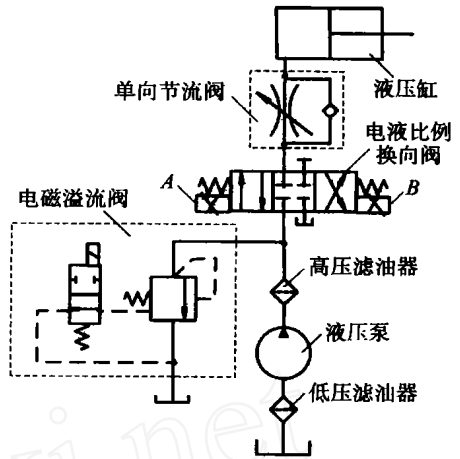


图 1 电液悬挂控制系统原理图

1.2 数学模型的建立

电液比例换向阀中的电-机械转换元件采用耐高压直流比例电磁铁, 其实质是电压-力-位移的转换关系。由于其传递函数中衔铁主件系统的固有频率远大于比例阀液压部分的固有频率, 所以可以把这一部分看成一个比例环节, 其增益为 K_w 。

液压动力机构是电液悬挂控制系统的核心部分, 属于三通阀控制单作用液压缸的动力机构, 其性能在很大程度上决定了整个控制系统的性能。

活塞位移 y 与阀芯位移 x_v 之间的传递函数为^[2,3]

$$\frac{y(s)}{x_v(s)} = \frac{K_q/A}{\frac{M V_t}{\beta A} s^3 + \left(\frac{M K_{cc}}{A^2} + \frac{B_m V_t}{\beta A} \right) s^2 + \left(1 + \frac{B_m K_{cc}}{A^2} + \frac{G V_t}{\beta A} \right) s + \frac{G K_{cc}}{A^2}} \quad (1)$$

以活塞位移 y 为输入, 外负载力 F_L 为输出的传递函数为^[2,3]

$$\frac{y(s)}{F_L(s)} = \frac{-K_{cc} \left(1 + \frac{V_t}{\beta K_{cc}} s \right)}{\frac{M V_t}{\beta A} s^3 + \left(\frac{M K_{cc}}{A^2} + \frac{B_m V_t}{\beta A} \right) s^2 + \left(1 + \frac{B_m K_{cc}}{A^2} + \frac{G V_t}{\beta A} \right) s + \frac{G K_{cc}}{A^2}} \quad (2)$$

式中: M 为负载等效质量, kg; B_m 为阀控机构的等效黏性阻尼系数, $N \cdot s \cdot m^{-1}$; G 为负载等效弹簧刚度, $N \cdot m^{-1}$; A 为液压缸有效面积, m^2 ; β_e 为有效体积弹性模量, $N \cdot m^{-2}$; K_{cc} 为阀控系统总泄漏系数, $m^5 \cdot (N \cdot s)^{-1}$; V_t 为执行机构的总工作容积, m^3 ; K_q 为比例阀流量增益, $m^4 \cdot s^{-1}$ 。简化式(2)得

$$G_d(s) = \frac{y(s)}{F_L(s)} = \frac{-\frac{K_{cc}}{A^2} \left(\frac{V_t}{\beta K_{cc}} s + 1 \right)}{\left(s + \frac{K_{cc} G}{A^2} \right) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} = -\frac{1}{G} (T_{as} + 1) \cdot \frac{1}{(T_{cs} + 1) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (3)$$

其中: 阀控动力机构的液压固有频率 $\omega_h = [(\beta_e A^2)/(V M)]^{1/2} = 44.2415, \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; 阀控动力机

构的阻尼比 $\xi_n = (K_{ce}/2A) \cdot (\beta M / V_i)^{1/2} + (B_m/2A) \cdot [V_i/(\beta M)]^{1/2} = 0.4550$; $T_e = A^2/(K_{ce} \cdot G)$, $T_d = V_i/(\beta \cdot K_{ce})$ 。令

$$G_v(s) = \frac{1}{(T_e s + 1) \left[\frac{1}{\omega_h^2} s^2 + \frac{2\xi_n}{\omega_h} s + 1 \right]}$$

则式(3)为

$$G_d(s) = - \frac{1}{G} \frac{T_d s + 1}{G_v}$$

图2为电液悬挂控制系统的传递函数框图。

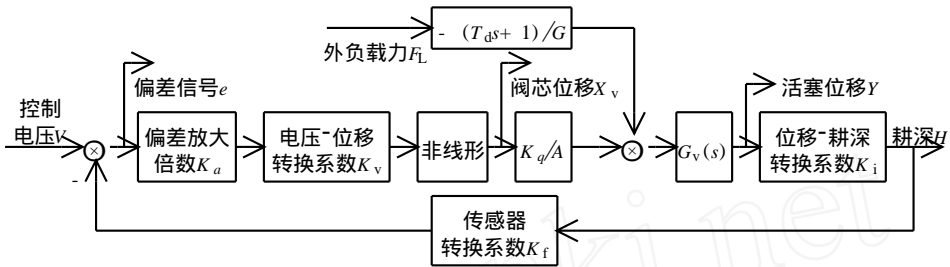


图2 传递函数框图

1.3 传递函数的MATLAB 分析

采用MATLAB 程序对该传递函数进行仿真,得到以耕作阻力为输出参数的开环幅频和相频对数频率特性图(图3)。由图3可知,耕作阻力的幅值稳定裕量为8.5932 dB,相角稳定裕量为85.23°。从耕作阻力闭环对数频率特性曲线^[2]可知该电液悬挂控制系统频宽约为0.5 Hz。

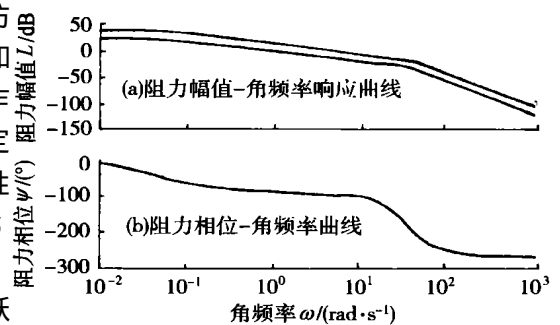


图3 阻力开环传递函数幅值、相位与角频率的关系

图4为以耕作阻力为输出参数的闭环阶跃响应曲线,由图4可知耕作阻力没有超调量,过渡过程响应时间为1.085 s。

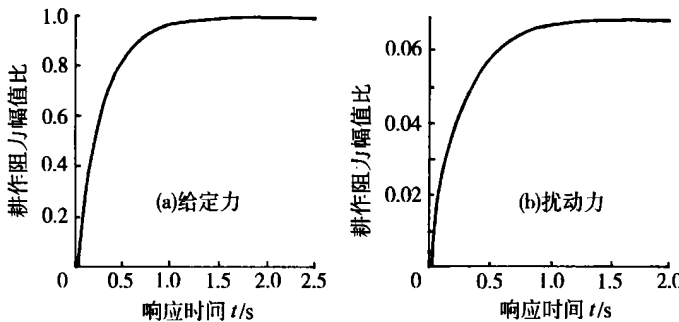


图4 电液悬挂控制系统闭环阶跃响应曲线

2 试验及分析

2.1 位调节阶跃响应试验

在悬挂机构所受的模拟加载力保持为 5 000 N 不变的条件下, 对电液悬挂控制系统设定耕深数值, 幅值为 121~ 148 (AD 值) 的阶跃信号输入, 得出其瞬态响应特性曲线(图 5)。由图 5 可见, 耕深过渡过程响应时间为 1.45 s, 没有超调量, 静差为 2%, 满足国际标准规定的拖拉机耕作时耕深误差范围 $\pm 10\%$ 的要求。由于采用了电子技术, 电液比例阀的零位死区和非线性起始段对该控制系统的特性影响不大。

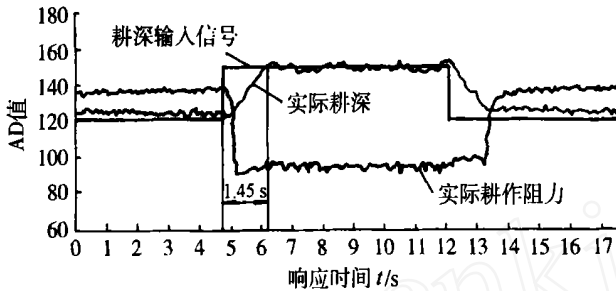


图 5 位调节阶跃响应试验结果

2.2 力调节阶跃响应消扰试验

对农具作用一幅值等于 2 500 N 的正阶跃干扰力, 得到耕作阻力动态响应过程特性曲线(图 6)。由图 6 中可见, 耕作阻力首先出现阶跃增大, 经过 2.1 s 稳定到与设定值一致的平衡状态。在此期间为了抵消干扰力的影响, 农具耕深增大了 20 个 AD 值(60 mm)。另外, 与设定值相比实际耕作阻力值出现下拉杆振荡低于平衡值的现象, 原因是悬挂机构耕深传感部分的响应速度比力传感机构的响应速度快。

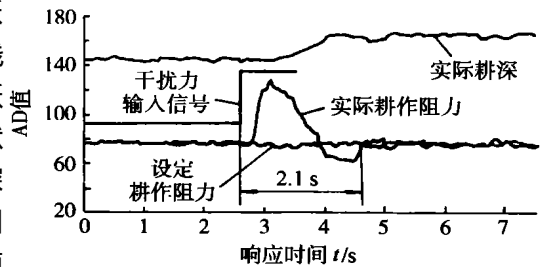


图 6 力调节阶跃响应试验结果

3 结束语

在 FIA T-780 拖拉机室内仿真试验台上, 对所研制的电液悬挂控制系统进行了试验。试验结果表明: 采用比例方向阀的电液悬挂控制系统位调节和力调节都具有良好的静态性能, 能够满足农机具控制的要求。试验结果与理论计算结果相比, 两种结果比较接近, 这证明了理论分析是正确的。

参 考 文 献

- 1 谭 灏 拖拉机作业机组仿真试验台及其最优适应控制机理研究: [学位论文] 北京: 中国农业大学, 1999
- 2 谢 斌 拖拉机农具仿真作业机组悬挂系统电液控制技术的研究: [学位论文] 北京: 中国农业大学, 2000
- 3 路侗祥, 胡大弘 电液比例控制技术 北京: 机械工业出版社, 1988 267~ 282