doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.S0.065

丘陵山地拖拉机液压多点动力输出系统设计与试验

范永奎[1,2]　毛恩荣[1,2]　朱忠祥[1,2]　谢　斌[1,2]　刘腾义[1,2]　尚娜娜[1,2]
(1.中国农业大学工学院,北京 100083;2.现代农业装备优化设计北京市重点实验室,北京 100083)

摘要:针对丘陵山区地形复杂、地块通常起伏不平,丘陵山地拖拉机在工作时需要调平车身,悬挂装置需要实时调节以适应地形变化的具体情况,设计了一套适用于丘陵山地拖拉机复合作业的液压多点动力输出系统。首先,根据阀的工作原理建立了主要液压阀的数学模型;然后,基于 AMESim(Advanced modeling environment of simulation)仿真软件建立了拖拉机液压多点动力输出系统仿真模型。仿真结果表明,右路负载阶跃变化时,系统压力调整时间约 0.1 s,超调量为 2.13%,两路稳态流量保持不变;右路阀芯阶跃变化时,右路流量在 7.2 ~ 13 L/min 范围内阶跃变化,调整时间约 0.1 s,几乎无超调,左路流量波动很小。最后,进行了室内试验,验证了所设计的液压系统具有负载反馈、压力补偿和流量分配等功能。

关键词:丘陵山地拖拉机;多点动力输出;压力补偿;负载反馈;流量分配;AMESim 仿真
中图分类号:V233.91;S219.85　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2018)S0-0477-09

Design and Experiment of Hydraulic Multi-point Power Output System for Hilly and Mountain Tractors

FAN Yongkui[1,2]　MAO Enrong[1,2]　ZHU Zhongxiang[1,2]　XIE Bin[1,2]　LIU Tengyi[1,2]　SHANG Nana[1,2]
(1. *College of Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract: Due to the complexity of terrain of hilly mountains, in which areas are usually undulating, the body of hilly mountain tractors is needed to be balanced during work. Meanwhile, the suspension devices are needed to be adjusted in real time to adapt to the terrain changes. However, the open hydraulic system of quantitative pump was generally used currently by domestic ordinary small and medium horsepower tractor hydraulic suspension device, while the hydraulic system had a single output function and could not be operated simultaneously with the hydraulic suspension system, so that the compound operational demand of hilly mountain tractor hydraulic suspension system could not be satisfied. To solve this problem, hydraulic multi-point power output system, which was suitable for compound operation of hilly mountain tractors, was designed. Firstly, the mathematical model of the main hydraulic valve was established according to the working principle of the valve. Then, the overall design plan was done based on the simulation software, called advanced modeling environment of simulation (AMESim), the system simulation model of tractor hydraulic multi-point power output was built. The results of simulation were as follows: when the load on the right side was changed stepwise, the adjustment time of system pressure was 0.1 s, the overshoot was 2.13%, the two steady-state flows remained unchanged; when the right spool was changed stepwise, the right flow rate was changed from 7.2 L/min to 13 L/min, the adjustment time was 0.1 s, the overshoot was zero, and the left flow fluctuation was very small. Finally, an indoor test was carried out, and the results showed that the designed hydraulic system had the function of load sensitivity, pressure compensation and flow distribution.

Key words: hilly mountain tractor; multi-point power output; pressure compensation; load sensitivity; flow distribution; simulation on AMESim

收稿日期:2018-07-15　修回日期:2018-08-20
基金项目:国家重点研发计划项目(2016YFD0700504)
作者简介:范永奎(1989—),男,博士生,主要从事车辆智能控制与液压研究,E-mail:fyk@cau.deu.cn
通信作者:朱忠祥(1976—),男,副教授,博士生导师,主要从事车辆机电液控制及智能化研究,E-mail:zhuzhongxiang@cau.edu.cn

0 引言

液压动力输出作为拖拉机液压悬挂装置四大主要功用之一,将液压泵的液压动力提供给液压悬挂装置以外的其他液压缸或液压马达,扩大了液压系统的使用范围[1]。近年来,随着国家政策扶持与重点导向,我国农业机械化水平显著提高[2-5]。然而,目前我国丘陵山区农业机械化水平相当落后,严重制约了我国农业机械化的总体进展[6-7]。因此,研究开发丘陵山地拖拉机迫在眉睫,而研究设计一套液压多点动力输出系统,对提高丘陵山地拖拉机作业性能具有重要意义。

国外对丘陵山地拖拉机研究较多,主要集中在通过液压缸或者轮距进行车身调平来适应丘陵山区作业[8-10],对于液压输出研究的相对较少。德国力士乐通过对早期的六通型多路阀[11]改进,设计出具有阀前补偿液压系统[12]和适用于系统流量饱和的流量匹配控制液压系统[13-14]。国外学者多采用 AMESim 软件建立液压系统的仿真模型,进行动态性能研究[15-17]。国内针对液压输出系统研究的很少,主要针对大型和重型拖拉机,基于变量泵供油的负载敏感闭心式液压系统和电液悬挂控制系统的研究[18-20]。

目前,我国中小功率拖拉机液压悬挂装置一般都是采用定量泵的开心式液压系统,液压输出功能单一且不能和液压悬挂系统同时作业。针对此问题,本文通过 AMESim 软件,仿真分析确定系统参数,并进行室内两路联合负载试验研究,设计一套可以同时工作、又互不干扰的丘陵山地拖拉液压多点动力输出系统。

1 动力输出系统设计

丘陵山区地形复杂,地块通常起伏不平,为了工作人员自身安全与工作舒适,要求丘陵山地拖拉机在工作时可以进行车身调平,与此同时,为了保证作业质量,悬挂装置需要进行实时调节以适应地形变化,需要液压系统同时能够提供多路液压输出。加上丘陵山地拖拉机在实际田间工作中环境复杂多变、负载波动较大,易导致农具工作时速度不稳,影响田间作业质量。为了使系统具有良好的速度负载特性,实现负载传感、压力补偿和流量分配等功能,基于比例控制技术设计了带有负载敏感的闭心式液压多点动力输出系统,如图 1 所示。

丘陵山地拖拉机液压多点动力输出系统回路主要由差压式溢流阀、安全溢流阀、定差减压阀、可调节流阀、单向节流阀、三位五通比例换向阀、二通锥阀、平衡阀、负载压力敏感单向阀和齿轮泵等组成。其中,定差减压阀、可调节流阀和三位五通比例换向阀组成一个比例调速阀。定差减压阀对三位五通比例换向阀的阀口进行串联压力补偿,使执行机构速度不受负载变化影响,其调速范围只与比例换向阀的阀口开度有关,从而有效地解决了单纯采用定量泵和流量阀的节流调速回路带来的低速承载能力差的问题。系统具有良好的速度刚性,宜用在拖拉机液压动力输出负载波动大、速度要求平稳的场合。

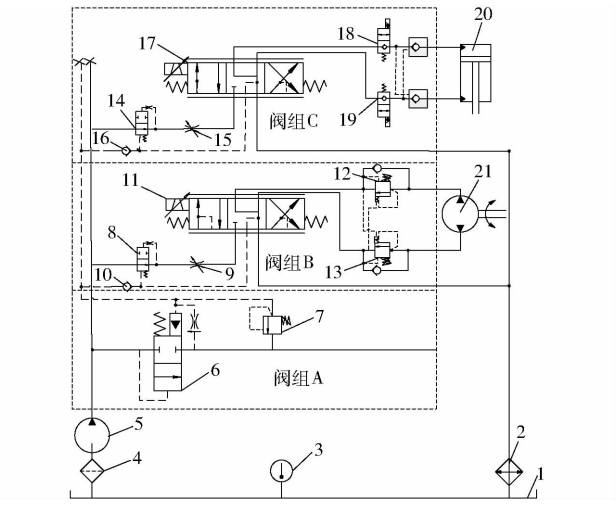

图 1 液压多点动力输出系统回路图

Fig. 1 Hydraulic multi-point power output system circuit diagram

1. 油箱 2. 滤清器 3. 温度计 4. 过滤器 5. 齿轮泵 6. 差压式溢流阀 7. 安全溢流阀 8、14. 定差减压阀 9、15. 可调节流阀 10、16. 单向阀 11、17. 比例换向阀 12、13. 二通锥阀 18、19. 平衡阀 20. 液压缸 21. 液压马达

当执行机构工作时,液压缸油腔通过负载敏感单向阀与液压泵出口处的差压式溢流阀的压力敏感油道相通,通过差压式溢流阀的调节使定量泵出口压力随液压缸负载压力变化而变化,满足系统的最高压力需求。当液压动力输出系统不工作时,差压式溢流阀的压力敏感油道与回油道相通,系统流量以很小的压力从差压式溢流阀溢流回油箱,降低系统发热,减少了系统的压力损失。在差压式溢流阀的压力传感油道上,旁路式安装一个溢流阀,保证了系统安全。

2 主要液压阀数学建模

2.1 定差减压阀数学模型

根据定差减压阀的工作原理建立数学模型,定差减压阀二维结构如图 2 所示。

节流口压力-流量特性方程为

$$q_S = C_{dPRV} A_{PRV} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_S - p_{S1})} \tag{1}$$

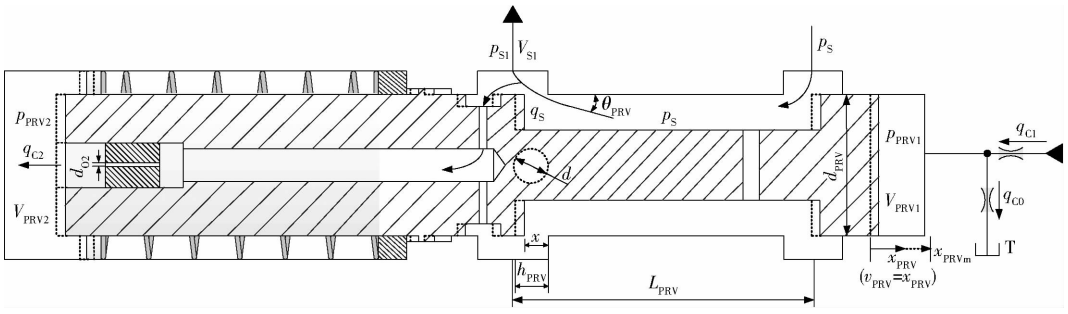

图 2　定差减压阀二维结构图

Fig. 2　Two-dimensional structure diagram of differential pressure reducing valve

其中

$$\begin{cases} A_{PRV} = n_{PRV} A(d, h_{PRV} - x_{PRV}) \\ \dfrac{dA_{PRV}}{dx_{PRV}} = -n_{PRV} \dfrac{dA(d, x_{PRV})}{dx_{PRV}} \end{cases} \tag{2}$$

$$\begin{cases} A(d,x) = \dfrac{d^2}{4}\left[\arccos\left(1-\dfrac{2x}{d}\right) - 2\left(1-\dfrac{2x}{d}\right)\sqrt{\dfrac{x}{d}-\left(\dfrac{x}{d}\right)^2}\right] \\ \dfrac{dA(d,x)}{dx} = 2d\sqrt{\dfrac{x}{d}-\left(\dfrac{x}{d}\right)^2} \end{cases} \tag{3}$$

式中　q_S——定差减压阀节流口流量，m^3/s

C_{dPRV}——定差减压阀节流口流量系数

A_{PRV}——定差减压阀节流口通流截面面积，m^2

ρ——液压油液密度，取 900 kg/m^3

p_S——定差减压阀进口压力，即油源压力，MPa

p_{S1}——定差减压阀出口压力，MPa

n_{PRV}——定差减压阀圆孔式节流孔数目

x_{PRV}——定差减压阀阀芯位移量，m

h_{PRV}——定差减压阀节流口初始开口量（即 $x_{PRV}=0$ 时的开口量），m

A——圆孔式节流口通流截面面积（图 3），m^2

x——圆孔式节流口开口量，m

d——圆孔式节流孔直径，m

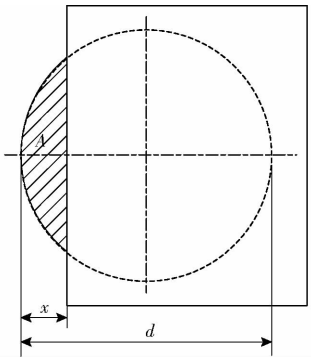

图 3　圆孔式节流口通流截面积示意图

Fig. 3　Schematic of cross-sectional area of circular orifice throttling

忽略定差减压阀配合间隙处的泄漏，定差减压阀中低压控制油腔的油液流量连续性方程为

$$q_{C1} - q_{C0} = \frac{V_{PRV1} - \dfrac{\pi d_{PRV}^2}{4} x_{PRV}}{\beta_e} \dot{p}_{PRV1} - \frac{\pi d_{PRV}^2}{4} \dot{x}_{PRV} \tag{4}$$

其中

$$q_{C0} = C_{dO0} \frac{\pi d_{O0}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{PRV1} - p_0)} \tag{5}$$

式中　d_{PRV}——定差减压阀阀芯直径，m

d_{O0}——定差减压阀低压控制油腔旁通阻尼孔直径，m

V_{PRV1}——定差减压阀低压控制油腔初始油液容积，m^3

q_{C1}——定差减压阀低压控制油腔进油阻尼孔流量，m^3/s

q_{C0}——定差减压阀低压控制油腔旁通阻尼孔流量，m^3/s

β_e——油液的体积弹性模量，取 900 MPa

p_{PRV1}——定差减压阀低压控制油腔压力，MPa

p_0——液压系统油源的卸荷压力，MPa

C_{dO0}——定差减压阀低压控制油腔旁通阻尼孔的流量系数，取 $C_{dO0} \approx 0.82$

定差减压阀中高压控制油腔的油液流量连续性方程为

$$q_{C2} = \frac{V_{PRV2} + \dfrac{\pi d_{PRV}^2}{4} x_{PRV}}{\beta_e} \dot{p}_{PRV2} + \frac{\pi d_{PRV}^2}{4} \dot{x}_{PRV} = C_{dO2} \frac{\pi d_{O2}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{S1} - p_{PRV2})} \tag{6}$$

式中　d_{O2}——定差减压阀高压控制油腔阻尼孔直径，m

V_{PRV2}——定差减压阀高压控制油腔初始油液容积，m^3

q_{C2}——定差减压阀高压控制油腔阻尼孔流量，m^3/s

C_{dO2}——定差减压阀高压控制油腔阻尼孔的流量系数，取 $C_{dO2} \approx 0.82$

p_{PRV2}——定差减压阀高压控制油腔油液压力，MPa

定差减压阀出口至两位三通比例换向阀油腔的

油液流量连续性方程为

$$q_S - q_{C2} - q_{RMV} - q_{RPV0} = \frac{V_{S1} + \frac{\pi(d_{MV1}^2 - d_{MV}^2)}{4}x_{RMV}}{\beta_e}\dot{p}_{S1} + \frac{\pi(d_{MV1}^2 - d_{MV}^2)}{4}\dot{x}_{RMV} \tag{7}$$

式中 V_{S1}——定差减压阀出口至两位三通比例换向阀油腔的初始油液容积,m^3

d_{MV1}——比例换向阀阀芯导向部分直径,m

d_{MV}——比例换向阀阀孔直径,m

q_{RMV}——比例换向阀节流口流量,m^3/s

q_{RPVO}——比例换向阀阻尼孔流量,m^3/s

p_{S1}——比例换向阀进口油液压力,MPa

x_{RMV}——比例换向阀阀芯位移量,m

阀芯的力平衡方程为

$$\frac{\pi d_{PRV}^2}{4}(p_{PRV2} - p_{PRV1}) = m_{PRV}\ddot{x}_{PRV} + B_{PRV}\dot{x}_{PRV} + k_{PRV}(x_{PRV0} + x_{PRV}) - F_{PRVs} - F_{PRVd} \quad (0 \leqslant x_{PRV} \leqslant x_{PRVm}) \tag{8}$$

其中

$$B_{PRV} = \frac{\pi\rho v d_{PRV} l_{PRV}}{\delta_{PRV}} \tag{9}$$

$$F_{PRVs} = C_{dPRV}C_{vPRV}A_{PRV}(p_S - p_{S1})\cos\theta_{PRV} = \frac{C_{dPRV}C_{vPRV}n_{PRV}d^2(p_S - p_{S1})\cos\theta_{PRV}}{4} \cdot \left\{\arccos\left(1 - \frac{2(h_{PRV} - x_{PRV})}{d}\right) - 2\left[1 - \frac{2(h_{PRV} - x_{PRV})}{d}\right] \cdot \sqrt{\frac{h_{PRV} - x_{PRV}}{d} - \left(\frac{h_{PRV} - x_{PRV}}{d}\right)^2}\right\} \tag{10}$$

$$F_{PRVd} = \rho L_{PRV}\frac{dq_S}{dt} \approx C_{dPRV}\rho L_{PRV}\frac{dA_{PRV}}{dt}\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_S - p_{S1})} = C_{dPRV}\rho L_{PRV}\frac{dA_{PRV}}{dx_{PRV}}\dot{x}_{PRV}\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_S - p_{S1})} = -2C_{dPRV}\rho n_{PRV}L_{PRV}d\dot{x}_{PRV} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}\left[\frac{h_{PRV} - x_{PRV}}{d} - \left(\frac{h_{PRV} - x_{PRV}}{d}\right)^2\right](p_S - p_{S1})} \tag{11}$$

$$\theta_{PRV} \approx \frac{69}{180}\pi = 1.2043 \text{ rad}$$

式中 m_{PRV}——定差减压阀阀芯及其组件的等效质量,kg

B_{PRV}——定差减压阀阀芯运动的粘性阻尼系数,N·s/m

d_{PRV}——定差减压阀阀芯直径,m

l_{PRV}——定差减压阀阀芯的密封长度,m

δ_{PRV}——定差减压阀阀芯与阀孔的径向配合间隙,m

k_{PRV}——定差减压阀弹簧刚度,N/m

x_{PRV0}——定差减压阀弹簧预压缩量,m

x_{PRVm}——定差减压阀阀芯最大位移量,m

F_{PRVs}——定差减压阀阀芯所受的稳态液动力,N

C_{vPRV}——定差减压阀节流口的流速系数

θ_{PRV}——定差减压阀节流口的射流角

F_{PRVd}——定差减压阀阀芯所受的瞬态液动力,N

L_{PRV}——定差减压阀的进油口与出油口中心之间的轴向长度,m

定差减压阀参数见表 1。

表 1 定差减压阀参数

Tab.1 Fixed differential pressure relief valve parameter

参数	数值
节流口流量系数	0.7
节流孔个数/个	6
节流孔直径/mm	3.7
节流口初始开口量/mm	3.23
阀芯直径/mm	11
阀芯质量/g	39
阀芯最大位移量/mm	6
弹簧刚度/(N·mm^{-1})	5.357
弹簧预压缩量/mm	13
节流口流速系数	0.98
节流口射流角/rad	1.204 3
阀芯运动粘性阻尼系数/(N·s·m^{-1})	2.572

2.2 差压式溢流阀数学模型

根据差压式溢流阀的工作原理建立数学模型,差压式溢流阀二维结构如图 4 所示。

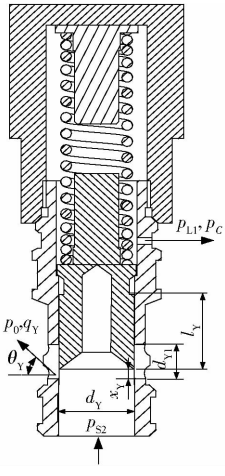

图 4 差压式溢流阀二维结构图

Fig.4 Two-dimensional structure diagram of differential pressure relief valve

差压式溢流阀节流口的压力-流量特性方程为

$$q_Y = C_{dY}A_{Y1}(x_Y)\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{S2} - p_0)} \tag{12}$$

其中

$$A_{Y1}(x_Y) = n_{Y1}A(d_{Y1}, x_Y) \tag{13}$$

式中 q_Y——差压式溢流阀溢流口流量,m^3/s

C_{dY}——差压式溢流阀溢流口流量系数

p_{S2}——恒流源供油压力，MPa

A_{Y1}——差压式溢流阀溢流口通流截面积，m^2

n_{Y1}——差压式溢流阀圆形溢流孔的个数

x_Y——差压式溢流阀阀口开口量，m

d_{Y1}——差压式溢流阀圆形溢流孔直径，m

差压式溢流阀负载压力反馈通道阻尼孔的压力-流量特性方程为

$$q_C = \mathrm{sign}(p_{L1} - p_L)\frac{C_{dC}\pi d_C^2}{4}\sqrt{\frac{2}{\rho}|p_{L1} - p_L|} \tag{14}$$

式中　q_C——差压式溢流阀负载压力反馈通道阻尼孔流量，m^3/s

C_{dC}——差压式溢流阀负载压力反馈通道阻尼孔流量系数

d_C——差压式溢流阀负载压力反馈通道阻尼孔直径，m

p_L——系统负载压力，MPa

p_{L1}——差压式溢流阀负载压力反馈端的油液压力，MPa

忽略差压式溢流阀中阀芯与阀套配合间隙的泄漏以及油液压缩性对流量的影响，可得差压式溢流阀负载压力反馈端控制油腔的流量连续性方程为

$$q_C = \frac{\pi d_Y^2}{4}\dot{x}_Y \tag{15}$$

式中　d_Y——差压式溢流阀阀芯直径，m

由式(14)可得

$$p_{L1} = p_L + \mathrm{sign}(\dot{x}_Y)\frac{\rho}{2}\left(\frac{d_Y^2}{C_{dC}d_C^2}\right)^2\dot{x}_Y^2 \tag{16}$$

差压式溢流阀阀芯的力平衡方程为

$$\frac{\pi 4 d_Y^2}{4}(p_{S2} - p_{L1}) = m_Y\frac{\mathrm{d}^2x_Y}{\mathrm{d}t^2} + B_Y\frac{\mathrm{d}x_Y}{\mathrm{d}t} + k_Y(x_Y + x_{Y0}) + F_{Ys} \quad (0 < x_L < x_{LM}) \tag{17}$$

其中

$$B_Y = \frac{\pi\rho v d_Y l_Y}{\delta_Y} \tag{18}$$

$$F_{Ys} = 2C_{dY}C_{vY}A_{Y1}(x_Y)(p_{S2} - p_0)\cos\theta_Y = \frac{C_{dY}C_{vY}n_{Y1}d_{Y1}^2(p_{S2} - p_0)\cos\theta_Y}{2}\left[\arccos\left(1 - \frac{2x_Y}{d_{Y1}}\right) + 2\left(1 - \frac{2x_Y}{d_{Y1}}\right)\sqrt{\frac{2x_Y}{d_{Y1}} - \left(\frac{2x_Y}{d_{Y1}}\right)^2}\right] \tag{19}$$

式中　m_Y——差压式溢流阀阀芯及弹簧的等效质量，kg

B_Y——差压式溢流阀阀芯运动的粘性阻尼系数，N·s/m

l_Y——差压式溢流阀阀芯的密封长度，m

δ_Y——差压式溢流阀阀芯与阀孔的径向配合间隙，m

k_Y——差压式溢流阀弹簧刚度，N/m

x_L——差压式溢流阀弹簧位移量，m

x_{LM}——差压式溢流阀弹簧最大位移量，m

C_{dY}——差压式溢流阀溢流口流量系数

t——溢流阀阀芯位移作用时间，s

x_{Y0}——差压式溢流阀弹簧预压缩量，m

x_{Ym}——差压式溢流阀阀芯最大位移量，m

F_{Ys}——差压式溢流阀阀芯所受的稳态液动力，N

C_{vY}——差压式溢流阀节流口的流速系数

θ_Y——差压式溢流阀节流口的射流角，rad

差压式溢流阀参数见表2。

表2　差压式溢流阀参数

Tab.2　Differential pressure type overflow valve parameter

参数	数值
溢流口流量系数	0.7
圆形溢流口个数/个	4
圆形溢流口直径/mm	5.5
阀芯直径/mm	11.1
阀芯质量/g	21.7
弹簧刚度/(N·mm^{-1})	12
弹簧预压缩量/mm	5.846
溢流口流速系数	0.9
溢流口射流角/rad	1.204 3
阀芯粘性阻尼系数/(N·s·m^{-1})	3.168

3　液压多点动力输出回路仿真分析

基于AMESim软件搭建液压系统仿真模型如图5所示。

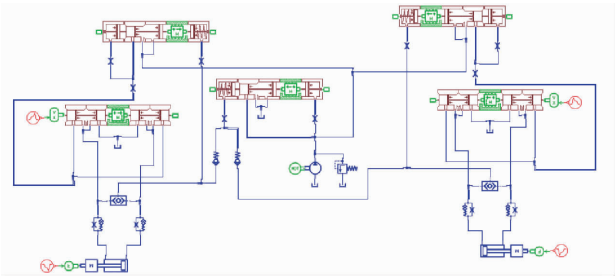

图5　两路负载联合仿真模型

Fig.5　Two-way load joint simulation model

3.1　两路阀芯位移和左路负载保持不变右路负载阶跃变化

设置恒流源供油系统流量为22.0 L/min、仿真时间为2.0 s、两路比例换向阀开口度均为0.4 mm、左路负载为4 000 N保持不变和右路负载在1.0 s时由2 000 N阶跃到5 000 N。得到两路比例换向阀进、出口压力变化曲线如图6、7所示，泵出口压力与负载反馈压力变化曲线如图8所示，两路比例换向阀流量变化曲线如图9所示。

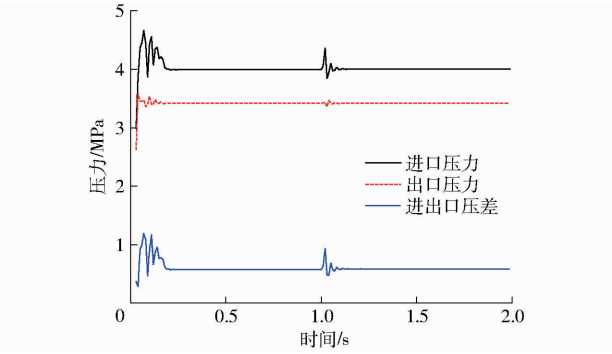

图 6 负载阶跃变化时左路比例换向阀的进出油口压力变化曲线

Fig. 6 Pressure curves of inlet and outlet pressure of left proportional reversing valve when load was step changed

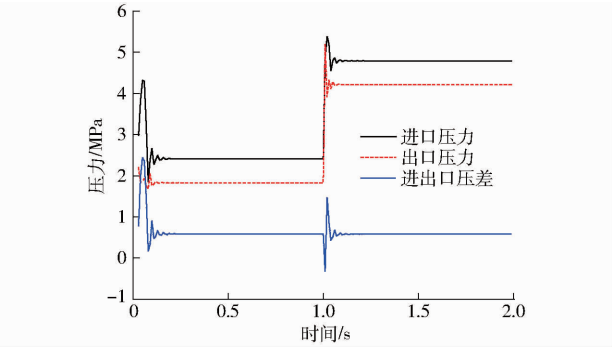

图 7 负载阶跃变化时右路比例换向阀的进出油口压力变化曲线

Fig. 7 Pressure curves of inlet and outlet pressure of right proportional directional control valve when load was step changed

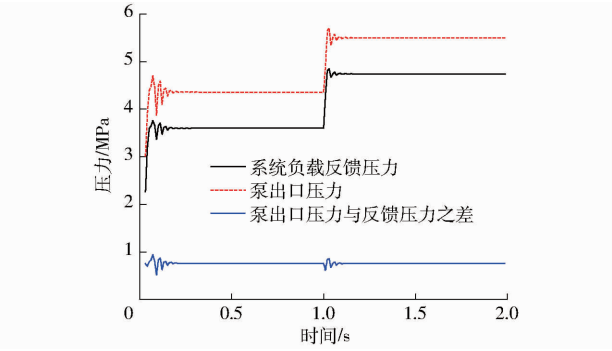

图 8 负载阶跃变化时泵出口压力与负载反馈压力变化曲线

Fig. 8 Pump outlet pressure and load feedback pressure curves when load was step changed

由图 6 可知,当右路负载发生阶跃变化时,左路比例换向阀进口压力振荡后约 0.1 s 稳定在 4 MPa,超调量为 9.27%,左路减压阀出口压力小幅振荡约 0.1 s 稳定在 3.42 MPa,超调量为 1.4%。左路比例换向阀进出口压差约 0.58 MPa。由此可知,右路负载阶跃变化对左路压力几乎没有影响。

由图 7 可知,当右路负载发生阶跃变化时,右路比例换向阀进口压力从 2.41 MPa 阶跃到 4.79 MPa,

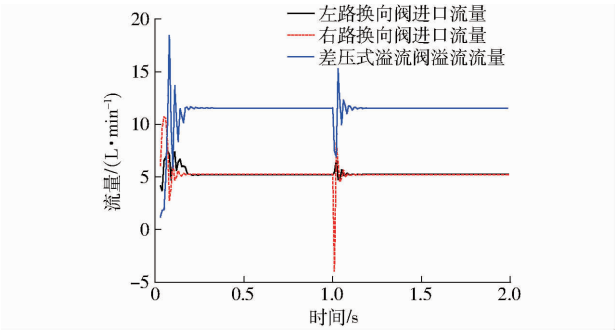

图 9 负载阶跃变化时通往左、右路比例换向阀及系统溢流流量

Fig. 9 Left-to-right proportional directional control valve and system overflow flow when load was step changed

调整时间约 0.1 s,超调量为 12.33%;右路减压阀出口压力从 1.83 MPa 阶跃到 4.22 MPa,调整时间约为 0.1 s,超调量为 23.13%,右路比例换向阀进出口压差约为 0.58 MPa。

由图 8 可知,当右路负载发生阶跃变化时,差压式溢流阀弹簧腔压力从 3.60 MPa 阶跃到 4.74 MPa,调整时间约 0.1 s,超调量为 2.26%;泵出口压力从 4.36 MPa 阶跃到 5.50 MPa,调整时间约 0.1 s,超调量为 2.13%。泵出口压力始终比负载反馈压力高约 0.76 MPa。

由图 9 可知,当右路负载发生阶跃变化时,右路比例阀流量向下大幅振荡后恢复到 5.2 L/min,左路比例阀流量向上小幅振荡后恢复到 5.2 L/min,这是因为负载增大时,此时负载大于供油压力,单向阀暂时关闭导致的,随着系统压力升高,当系统压力大于负载压力时,单向阀打开。差压式溢流阀溢流流量为 11.6 L/min。

从仿真结果分析可知,该系统响应迅速,稳定性比较好。定差减压阀对比例换向阀起到很好的压力补偿作用,保证换向阀进出口压力差约为 0.58 MPa,从而保证通过换向阀的流量不受负载压力变化影响。差压式溢流阀保证泵出口压力始终比系统最高负载压力高约 0.76 MPa,说明该系统具有很好的负载敏感效果。

3.2 两路负载和左路阀芯位移保持不变右路阀芯阶跃变化

设置恒流源供油系统流量为 22.0 L/min、仿真时间为 2.0 s、左路负载为 2 000 N、右路负载为 4 000 N、左路换向阀开口度为 0.5 mm、右路换向阀开口度在 1.0 s 时由0.5 mm 阶跃到 0.8 mm。得到两路比例换向阀进、出口压力变化曲线如图 10、11 所示,泵出口压力与负载反馈压力变化曲线如图 12 所示,两路比例换向阀流量变化曲线如图 13 所示。

由图 10 可知,当右路换向阀阀芯阶跃变化时,

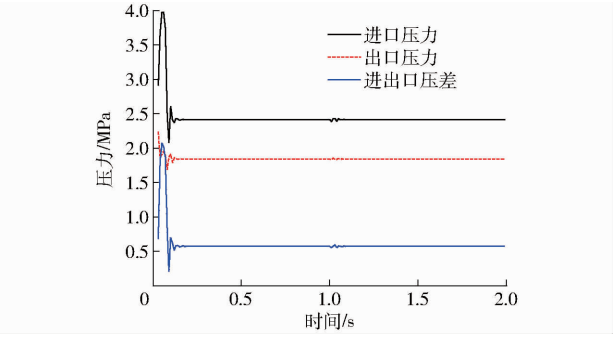

图 10　阀芯阶跃变化时左路比例换向阀进出油口压力变化曲线

Fig. 10　Pressure curves of inlet and outlet pressure of left proportional directional valve when core was step changed

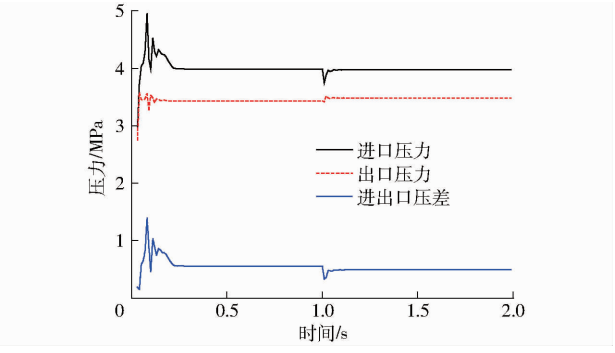

图 11　阀芯阶跃变化时右路比例换向阀进出油口压力变化曲线

Fig. 11　Pressure curves of inlet and outlet pressure of right proportional directional valve when core was step changed

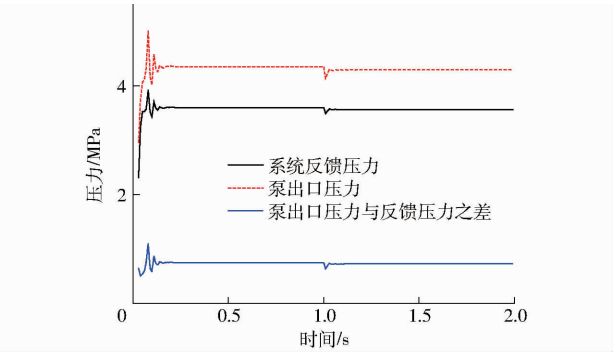

图 12　阀芯阶跃变化时泵出口压力与负载反馈压力变化曲线

Fig. 12　Pump outlet pressure and load feedback pressure curves when valve core was step changed

左路比例换向阀进出口压力轻微波动后迅速恢复稳定，分别保持在 2.41、1.84 MPa 不变，两者压差始终保持在 0.57 MPa。由此可见，右路阀芯阶跃变化对左路压力几乎没有影响。

由图 11 可知，当右路换向阀阀芯阶跃变化时，右路比例换向阀进口压力从 3.99 MPa 向下振荡后稳定在 3.98 MPa，出口压力从 3.43 MPa 阶跃到 3.48 MPa，调整时间不到 0.1 s，超调量为 1.12%，稳

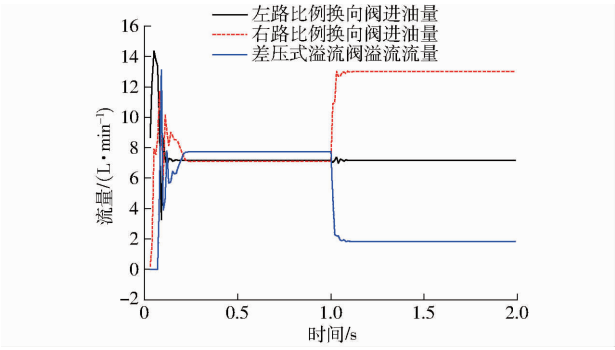

图 13　阀芯阶跃变化时通往左、右路比例换向阀及系统溢流流量

Fig. 13　Left-to-right proportional directional control valve and system overflow flow when core was step changed

定后压力比之前压力稍微大一些，这是由于模拟负载的溢流阀流量特性引起的，流经溢流阀流量增大时，负载压力会略微增大。进出口压差从 0.56 MPa 减小到 0.49 MPa。由此可见，右路阀芯阶跃变化对本身油路压力影响不大。

由图 12 可知，当右路换向阀阀芯阶跃变化时，泵出口压力从 4.35 MPa 阶跃到 4.29 MPa，负载反馈压力从 3.60 MPa 阶跃到 3.57MPa，调整时间不到 0.1 s，稳定后压力比之前压力稍微小一些，这是由于差压式溢流阀的流量特性引起的，流经溢流阀流量减小时，负载压力会略微减小。泵出口压力与差压式溢流阀弹簧端负载反馈压力差从 0.75 MPa 减小到 0.72 MPa。

由图 13 可知，当右路比例换向阀阀芯阶跃变化时，左路比例换向阀流量波动很小，几乎不受影响，保持在 7.2 L/min；右路换向阀流量从 7.2 L/min 阶跃到 13.0 L/min，调整时间 0.1 s，几乎无超调。差压式溢流阀溢流流量从 7.7 L/min 阶跃到 1.8 L/min。

从仿真结果分析可知，当右路换向阀阀芯阶跃变化时，左路流量几乎不受影响，右路流量响应迅速，说明由定差减压阀和比例换向阀组成的调速阀具有很好的调速作用，系统具有很好的流量分配功能。

4　液压回路性能试验

根据丘陵山地拖拉机多点液压动力输出实际作业和对液压输出回路性能试验的需求，设计室内液压系统试验台液压回路及试验台如图 14、15 所示。

保持两路负载均为 3.00 MPa 不变，右路比例阀控制电压从 2.9 ~ 3.1 V 以 60 s 周期阶跃变化，左路比例阀控制电压保持 2.6 V 不变，获得两路流量、负载反馈压力和泵出口压力如图 16 所示。

由图 16 可知，当右路比例阀控制电压从 2.9 ~ 3.1 V 阶跃变化时，右路流量从 8.01 ~ 10.26 L/min

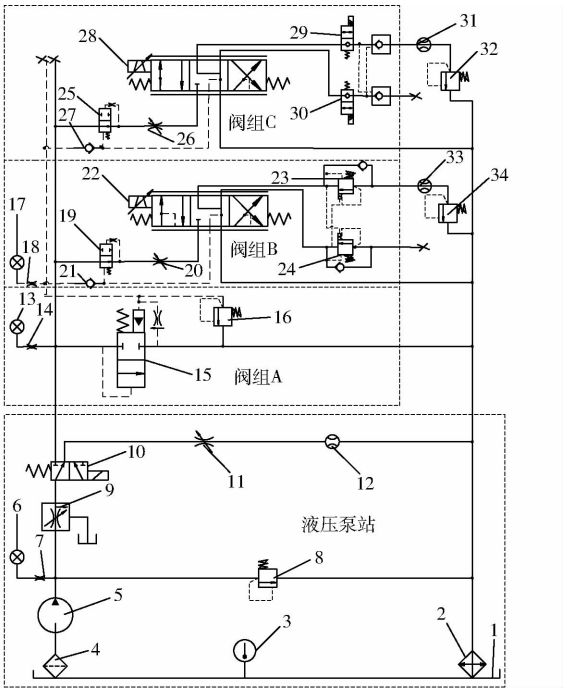

图 14 室内试验台液压回路

Fig. 14 Hydraulic circuit of indoor test bench

1. 油箱 2. 滤清器 3. 温度计 4. 过滤器 5. 齿轮泵 6、13、17. 流量计 7、14、18. 阻尼孔 8、16. 溢流阀 9. 溢流节流阀 10. 电磁换向阀 11、20、26. 节流阀 12、31、33. 压力表 15. 差压式溢流阀 19、25. 定差减压阀 21、27. 单向阀 22、28. 比例换向阀 23、24. 平衡阀 29、30. 二通锥阀 32、34. 溢流阀

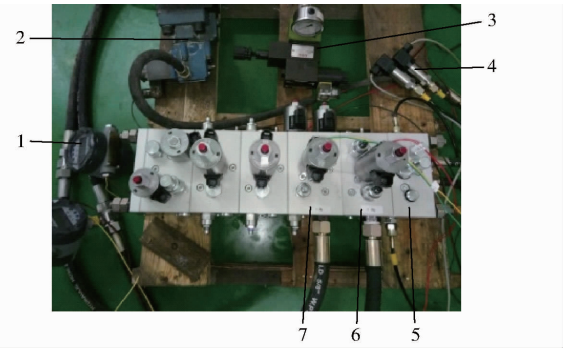

图 15 比例控制阀块室内试验平台

Fig. 15 Proportional control valve block indoor test platform

1. 涡轮流量计 2. 比例溢流阀 3. 普通溢流阀 4. 压力传感器 5. 阀组 A 6、阀组 B 7. 阀组 C

阶跃变化,左路流量几乎保持在 6.82 L/min 不变,波动率约为 1.16%,系统压力从 5.12 ~ 5.03 MPa 变化,波动率约为 1.76%。由以上数据分析可得,右路流量随右路阀芯位移阶跃变化而变化,左路流量几乎不受影响,从而验证了此套系统可以根据负载流量需求进行流量分配,实现各机构并行工作、互不干扰,并且速度可调。

保持两路阀芯位移不变,左路负载压力 3 MPa 不变,右路负载压力从 7 ~ 9 MPa 阶跃变化,获得两路流量、负载反馈压力和泵出口压力如图 17所示。

如图 17 可知,当右路负载从 7 ~ 9 MPa 阶跃变

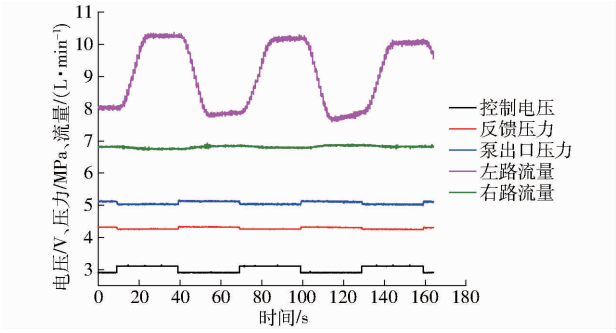

图 16 负载不变、阀芯位移阶跃时流量、负载反馈压力、泵出口压力变化

Fig. 16 Flow rate, load feedback pressure and pump outlet pressure when spool displacement was step and load was unchanged

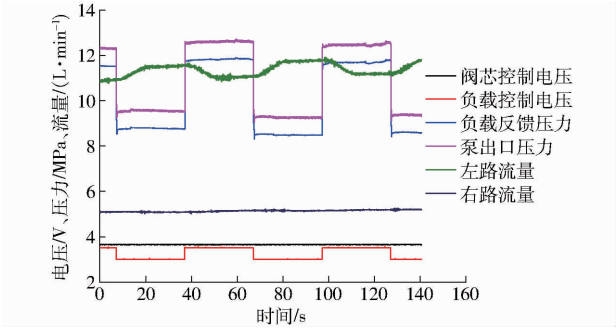

图 17 阀芯位移不变、负载阶跃时流量、负载反馈压力、泵出口压力变化

Fig. 17 Flow rate, load feedback pressure and pump outlet pressure when load was step and spool displacement was unchanged

化时,系统压力从 9.59 ~ 12.61 MPa 阶跃变化,系统能够满足负载最高压力需求,右路流量保持在 5.13 L/min 几乎不变,波动约为 1.46%,左路流量在 10.94 ~ 11.52 L/min 之间波动,波动率约为 5.3%。由此可见,右路负载变化对两路流量影响不大,该系统各路输出流量不受负载变化影响,可以满足系统多路输出压力和流量需求。

5 结论

(1)基于电液比例控制技术设计了一套适用于丘陵山地拖拉机复合作业的液压多点动力输出系统。根据阀的工作原理,建立了主要液压阀的数学模型,基于 AMESim 仿真软件建立了拖拉机液压多点动力输出系统仿真模型,仿真结果验证了所建立数学模型的正确性。

(2)系统采用定量泵配合差压式溢流阀,实现了负载传感变量泵的功能,可以适应对所有负载的不同流量需求,输出压力随最大负载压力的变化而变化,系统多余的流量通过差压式溢流阀溢流回油箱,功率损失低于恒压式闭心式液压系统。

(3)通过两路负载联合室内试验,验证了每路串联的定差减压阀对其换向阀的节流口进行了压力补偿,使得各执行机构的负载流量不受负载压力变化的影响,各执行机构可以并行工作、互不干扰,并且速度可调。该系统满足丘陵山地拖拉机复合作业要求,为丘陵山地拖拉机液压多点动力输出系统的设计与开发提供了理论依据和应用基础。

参 考 文 献

1 机械电子工业部洛阳拖拉机研究所. 拖拉机设计手册[M]. 北京:机械工业出版社, 1994.

2 王奎山,唐明霞,程玉静,等. 我国农业机械化发展现状及对现代农业发展的作用[J]. 现代农业科技,2016(21):142 - 143.
WANG Kuishan, TANG Mingxia, CHENG Yujing, et al. The development status of agricultural mechanization in China and its role in the development of modern agriculture [J]. Modern Agricultural Science and Technology, 2016(21): 142 - 143. (in Chinese)

3 杨敏丽, 白人朴, 刘敏,等. 建设现代农业与农业机械化发展研究[J]. 农业机械学报, 2005, 36(7):68 - 72.
YANG Minli, BAI Renpu, LIU Min, et al. Research on the development of modern agriculture and agricultural mechanization [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(7):68 - 72. (in Chinese)

4 杨印生, 刘子玉, 盛国辉. 我国农业机械化促进体系的构建[J]. 农业机械学报, 2005, 36(11):79 - 82.
YANG Yinsheng, LIU Ziyu, SHENG Guohui. Construction of China's agricultural mechanization promotion system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(11): 79 - 82. (in Chinese)

5 中国产业信息网. 2017 年中国拖拉机产量分析[EB/OL][2017 - 09 - 28]. http // www. chyxx. com/industry/201709/568656. html.

6 丁翔文,徐振兴. 我国山区农业机械化发展分析[J]. 农业机械,2010(24):110 - 112.
DING Xiangwen, XU Zhenxing. Analysis on the development of agricultural mechanization in mountainous areas of China[J]. Agricultural Machinery, 2010(24):110 - 112. (in Chinese)

7 王涛, 杨福增, 王元杰. 山地拖拉机车身自动调平控制系统的设计[J]. 农机化研究,2014,36(7):232 - 235.
WANG Tao, YANG Fuzeng, WANG Yuanjie. Design of automatic leveling control system for mountain tractor body[J]. Agricultural Mechanization Research, 2014,36(7):232 - 235. (in Chinese)

8 FUKUDA A, ICHIHARA K, ASAHI K, et al. The automatic attitude control of hillside tractor for forestry use [J]. Journal of the Japanese Forestry Society, 1990, 72(3):239 - 246.

9 WANG Y J, YANG F Z, PAN G T, et al. Design and testing of a small remote-control hillside tractor [J]. Journal of the Japanese Forestry Society, 2014, 57(2):363 - 370.

10 ROHOLLAH M, AMIN S, MOHAMMAND H. Design and manufacture of an appropriate suspension mechanism for the wheels of the tractor for moving on transveral slopes[J]. International Journal of Agriculture and Crop Sciences, 2014, 7:1406 - 1416.

11 ZHANG D W, ZHAO S D, YANG H. Analysis of deformation characteristic in multi-way loading forming process of aluminum alloy cross valve based on finite element model[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2014, 24(1):199 - 207.

12 PLUTA J. Hydraulic press with LS system for modelling of plastic working operations[J]. Acta Montanistica Slovaca, 2008, 13(1):152 - 157.

13 ERIKSSON B. How to handle auxiliary functions in energy efficient, single pump, flow sharing mobile systems[D]. Ames: Iowa State University, 2012.

14 LAUTOUR C. Electrohydraulic flow matching (EFM)—the next generation of load sensing[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2010, 18(1): 238 - 245.

15 CHENG K, ZHANG J, DAI Q L , et al. Modeling and simulation of hybrid hydraulic excavator based on AMESim[J]. Applied Mechanics and Materials, 2010, 979(29):2071 - 2075.

16 XU Z, DONG Y, YANG G. Simulation and optimization of the hydraulic system of 3000T automatic hydraulic machine[J]. Advance in Mechanical and Electronic Engineering, 2012, 176(1):381 - 387.

17 CASOLI P, ANTHONY A. Gray box modeling of an excavator's variable displacement hydraulic pump for fast simulation of excavation cycles[J]. Control Engineering Practice, 2013, 21(4):483 - 494.

18 李明生, 朱忠祥, 毛恩荣,等. 大功率拖拉机电液提升器比例提升阀设计[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(10):31 - 35, 89. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20121006&journal_id=jcsam DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.006.
LI Mingsheng, ZHU Zhongxiang, MAO Enrong, et al. Design of proportional raise valve in electro-hydraulic lifting mechanism of big-power tractor [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10):31 - 35, 89. (in Chinese)

19 李明生, 宋正河, 迟瑞娟,等. 大功率拖拉机电液提升器比例下降阀仿真与优化[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(增刊):1 - 5. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=2012s01&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.S0.001.
LI Mingsheng, SONG Zhenghe, CHI Ruijuan, et al. Simulation analysis on proportional lowering valve for high-power tractor [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(Supp.):1 - 5. (in Chinese)

20 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/OL]. 农业机械学报,2014,45(增刊):1 - 9. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=2014s101&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.S0.001.
ZHAO Jianjun, ZHU Zhongxiang, SONG Zhenghe, et al. Simulation and experiment on multi-directional valve of heavy tractor electro-hydraulic hitch [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014.45(Supp.):1 - 9. (in Chinese)