

大功率拖拉机电液提升器比例下降阀仿真与优化*

李明生¹ 宋正河¹ 迟瑞娟¹ 谢 斌¹ 毛恩荣¹ 刘 煜²

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 洛阳拖拉机研究所有限公司, 洛阳 471000)

【摘要】 为改善液压系统响应特性,提高控制精度,基于状态空间法,建立了大功率拖拉机电液提升器比例下降阀的动态数学模型及仿真模型,在 Matlab/Simulink 中进行仿真及参数优化设计,选用四阶龙格库塔算法,得到阀结构参数和性能参数对开闭过程、流量变化动态特性的影响。最终确定先导阀阻尼孔直径为 1.0 mm,主阀阻尼孔直径为 1.2 mm,主阀大端直径为 20 mm,先导阀阀芯直径为 8 mm。

关键词: 大功率拖拉机 电液式提升器 比例下降阀 动态特性 仿真

中图分类号: TH137.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)S0-0001-05

Simulation Analysis on Proportional Lowering Valve for High-power Tractor

Li Mingsheng¹ Song Zhenghe¹ Chi Ruijuan¹ Xie Bin¹ Mao Enrong¹ Liu Yu²

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Luoyang Tractor Institute Co., Ltd., Luoyang 471000, China)

Abstract

A mathematical model of proportional lowering valve was built to meet the requirement of electro-hydraulic lifter on high-power tractors. To improve the response characteristic and control accuracy of the hydraulic system, the model of the valve was established based on state space method. Then the influence on the dynamic characteristics of the valve was analyzed with respect to the parameter varieties of the components with the simulation and 4 steps Runge - Kutta method was adopted with Matlab/Simulink edited so as to obtain the optimum combination of the valve parameters. At last, the diameter of damping hole on pilot valve was 1.0 mm, the diameter of damping hole on main valve was 1.2 mm, the diameter of mainvalve larger face was 20 mm, and the diameter of pilot valve was 8 mm.

Key words High-power tractor, Electro-hydraulic lifter, Proportional lowering valve, Dynamic characteristics, Simulation

引言

提升器是拖拉机上用于农具提升和耕深控制的专用部件,其控制性能直接影响拖拉机机组的作业质量及作业效率^[1]。目前国产大中功率拖拉机广泛采用机液式提升器,通过机械式力位传感机构对主控液压阀进行反馈控制,实现农具的力位调节。但是机液式提升器结构复杂、体积较大且控制精度低,难以实现拖拉机的精细作业,在国外大功率拖拉

机上已逐渐被电液式代替^[2~3]。电液控制阀为电液式提升器的核心部件,对整个提升器的性能起决定作用。电液比例阀相比于普通换向阀与电液伺服阀,具有较强的抗污染能力及断电安全稳定性,且加工精度要求较低^[4~5]。

本文对电液式提升器的比例下降阀进行分析。基于现代控制理论的状态空间法,建立比例提升阀的数学模型,结合 Matlab 进行仿真分析及参数优化。

收稿日期: 2012-06-16 修回日期: 2012-07-23

* “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAD20B02)

作者简介: 李明生,博士生,主要从事车辆智能控制与液压研究,E-mail: li-ming.2004@163.com

通讯作者: 毛恩荣,教授,主要从事车辆机电液控制及农业装备设计制造研究,E-mail: gxy15@cau.edu.cn

1 比例下降阀的结构及工作原理

大功率拖拉机电液提升器比例下降阀为插装式二位二通电液比例下降阀,其结构示意图如图1所示。该下降阀为先导式比例节流阀。先导阀及主阀均设计为锥阀,用于防止油液泄漏,保证电液提升器的静沉降性能。先导阀为电磁控制阀,由先导阀阀座、先导阀阀芯、先导阀复位弹簧、弹簧预紧量调整螺栓、比例电磁铁等组成;主阀为液控阀,由阀套挡圈、阀套、主阀阀芯、主阀阀座等组成。

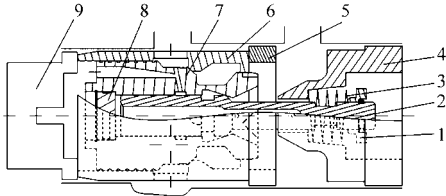


图1 比例下降阀结构示意图

Fig.1 Structure of proportional lowering valve

1. 先导阀阀座 2. 先导阀阀芯 3. 先导阀复位弹簧 4. 弹簧预紧量调整螺栓 5. 阀套挡圈 6. 阀套 7. 主阀阀芯 8. 先导阀阀座 9. 主阀阀座

当比例电磁铁通电时,衔铁推动先导阀阀芯克服弹簧阻力左移,主阀背油腔通过先导阀节流口与回油腔接通而卸荷,主阀在油液压力的作用下左移,油液经主阀油腔,通过主阀三角形节流口进入回油腔。主阀阀芯左移一定位置时,先导阀节流口关闭,主阀在油液作用力下达到平衡。该阀属于随动型的电液比例阀。

2 比例下降阀数学模型

该比例下降阀由先导阀及主阀组成,采用电液耦合控制,具有复杂的交叉耦合关系而难以进行动态特性分析^[6]。在建立数学模型时,分别对先导阀与主阀进行建模。

先导阀阀口由半圆形节流口和锥阀节流口串联组成,由于半圆形节流口比锥阀节流口流通界面小得多,所以主要由半圆形节流口起节流作用。通过先导阀半圆形节流口和锥阀节流口的流量相等,流量计算公式为

$$q_p = C_{dp} A_{p1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_M - p_{p1})} = C_{dp} A_{p2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{p1} - p_0)} \quad (1)$$

式中 q_p ——先导阀阀口流量, m^3/s

p_M ——主阀背油腔压力, MPa

p_{p1} ——先导阀背油腔压力, MPa

p_0 ——回油压力, MPa

C_{dp} ——先导阀节流口流量系数, 取 0.61

ρ ——油液密度, 取 900 kg/m^3

A_{p1} 、 A_{p2} ——先导阀半圆形节流口、锥阀节流口的流通截面积

节流口由阀芯上对称布置的2个半圆孔构成,如图2所示。

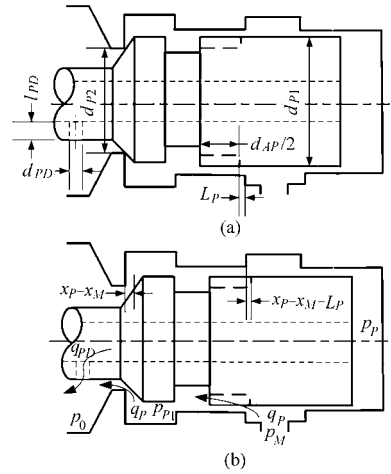


图2 比例下降阀先导阀阀芯工作原理图

Fig.2 Working principle diagram of pilot valve

(a) 先导阀关闭位置 (b) 先导阀开启位置

先导阀阻尼孔压力-流量方程为

$$q_{pD} = \text{sign}(p_p - p_0)^2 \left(\frac{\pi^3 d_{pD}^8}{12544 \rho \mu l_{pD}} \right)^{\frac{1}{3}} |p_p - p_0|^{\frac{2}{3}} \quad (2)$$

式中 q_{pD} ——先导阀阻尼孔流量, m^3/s

l_{pD} ——先导阀阻尼孔长度, 取 0.0013 m

d_{pD} ——先导阀阻尼孔的直径, 取 0.001 m

μ ——油液动力粘度, 取 $0.0441 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

p_p ——先导阀阀芯背腔油液压力, Pa

由于先导阀在关闭时,采用锥阀密封,泄漏流量很小,故忽略其影响。先导阀节流口前腔流量连续性方程为

$$q_{MD} + \frac{\pi d_{M1}^2}{4} \dot{x}_M = \begin{cases} \frac{V_M}{\beta_e} \dot{p}_M & (x_p - x_M \leq L_p) \\ q_p + \frac{V_M}{\beta_e} \dot{p}_M & (x_p - x_M > L_p) \end{cases} \quad (3)$$

式中 q_{MD} ——主阀阻尼孔流量, m^3/s

d_{M1} ——主阀阀芯直径, 0.02 m

x_M ——主阀阀芯位移, m

x_p ——先导阀阀芯位移, m

L_p ——先导阀零位死区长度, 0.0006 m

β_e ——油液的体积弹性模量, $1.5 \times 10^9 \text{ N/m}^2$

V_M ——背腔至先导阀节流口前油腔容积, $1.4 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

比例先导阀阀芯所受的力包括:比例电磁铁的驱动力、阀芯两端油液压力产生的作用力、惯性力、

粘性阻尼力、弹簧力、稳态液动力、瞬态液动力、干摩擦力以及阀座支反力等。由于先导阀的阻尼长度很小,所以忽略瞬态液动力的影响。此外,由于在阀芯上开有多条均压槽,液压卡紧很小,所以取干摩擦力为零。比例先导阀阀芯力平衡方程为

$$F_{PD} - \frac{\pi d_{p1}^2}{4} p_p + \frac{\pi (d_{p1}^2 - d_{p2}^2)}{4} p_{p1} + \frac{\pi d_{p2}^2}{4} p_0 = m_p \ddot{x}_p + B_p (\dot{x}_p - \dot{x}_M) + K_p (x_{ps} + x_p) + F_{PS} \quad (4)$$

式中 F_{PD} ——比例电磁铁的驱动力, N
 d_{p1} ——先导阀阀芯直径, 0.008 m
 d_{p2} ——先导阀锥阀出油口直径, 0.005 m
 K_p ——先导阀弹簧刚度, 5 000 N/m
 x_{ps} ——先导阀阀芯弹簧预压缩量, 0.003 m
 m_p ——先导阀阀芯等效质量, 0.01 kg
 B_p ——先导阀阀芯粘性阻尼系数
 F_{PS} ——先导阀阀芯所受稳态液动力

$$F_{PS} = \frac{2C_{pv}C_{dp}A_{p1}A_{p2}}{A_{p1}^2 + A_{p2}^2} (A_{p1} \cos \theta_{p2} + A_{p2} \cos \theta_{p1}) (p_M - p_0) \quad (5)$$

式中 θ_{p1} ——先导阀半圆节流口入射角度, 取 69°
 θ_{p2} ——先导阀锥阀的半锥角度, 取 45°
 C_{pv} ——先导阀节流口的流速系数, 取 0.98
 先导阀背腔流量连续性方程为

$$q_{PD} = \frac{\pi d_{p1}^2}{4} (\dot{x}_p - \dot{x}_M) \quad (6)$$

主阀阀口由锥阀节流口与三角形节流口串联组成,通过主阀三角形节流口和锥阀节流口的流量相等,计算公式为

$$q_M = C_{dM} A_{M1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{M1} - p_0)} = C_{dM} A_{M2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_L - p_{M1})} \quad (7)$$

式中 C_{dM} ——主阀节流口流量系数, 取 0.8
 p_L ——进油压力, Pa
 p_{M1} ——主阀锥阀节流口与三角形节流口之间腔压力, Pa
 A_{M1} 、 A_{M2} ——主阀锥阀节流口、三角节流口的通流截面积

节流口节流孔由阀芯周向均布的 4 个三角孔构成。

主阀阻尼孔压力-流量方程为

$$q_{MD} = \left(\frac{\pi^3 d_{MD}^8}{12 544 \rho \mu l_{MD}} \right)^{\frac{1}{3}} (p_L - p_M)^{\frac{2}{3}} \quad (8)$$

式中 d_{MD} ——主阀阻尼孔直径, 0.000 7 m
 l_{MD} ——主阀阻尼孔长度, 0.004 7 m

由于主阀关闭时,采用锥阀密封,泄漏流量很小,故忽略其影响。主阀节流口前腔流量连续性方

程为

$$q_L = \begin{cases} q_{MD} & (x_M \leq L_M) \\ q_{MD} + q_M & (x_M > L_M) \end{cases} \quad (9)$$

$$q_{MD} = \left(\frac{\pi^3 d_{MD}^8}{12 544 \rho \mu l_{MD}} \right)^{\frac{1}{3}} (p_L - p_M)^{\frac{2}{3}}$$

$$q_M = C_{dM} \frac{A_{M1} A_{M2}}{\sqrt{A_{M1}^2 + A_{M2}^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_L - p_0)}$$

式中 q_L ——比例下降节流阀的总流量, m^3/s
 q_M ——主阀节流口流量, m^3/s
 L_M ——主阀零位死区长度, m

由于先导阀安装在主阀芯中,所以先导阀会对主阀产生作用力,包括:当先导阀与主阀接触时,有先导阀电磁铁的作用力和先导阀弹簧力;当先导阀阀芯脱离阀座时,有先导阀背腔和前腔的油液作用力、先导阀半圆形节流口处的稳态液动力、先导阀产生的阻尼力。除此之外,主阀阀芯所受的力还包括:主阀两侧油液压力产生的驱动力、主阀芯惯性力、主阀芯粘性阻尼力、主阀芯在锥阀节流口处的稳态液动力、主阀腔的瞬态液动力以及阀座支反力等。由于在阀芯上开有多条均压槽,液压卡紧很小,所以忽略干摩擦力的影响。

先导阀半圆形节流口处的稳态液动力 F_{ps1} 为

$$F_{ps1} = \frac{2C_{pv}C_{dp}A_{p1}A_{p2} \cos \theta_{p1}}{A_{p1}^2 + A_{p2}^2} (p_M - p_0) \quad (10)$$

先导阀对主阀芯的作用力 F_p 为

$$F_p = \begin{cases} F_{PD} - K_p (x_{ps} + x_p) & (x_p - x_M = 0 \text{ 且 } F_{PD} \leq K_p (x_{ps} + x_M)) \\ B_p (\dot{x}_p - \dot{x}_M) + \frac{\pi d_{p1}^2}{4} p_p & (0 < x_p - x_M \leq L_p) \\ B_p (\dot{x}_p - \dot{x}_M) + \frac{\pi d_{p1}^2}{4} p_p - \frac{\pi (d_{p1}^2 - d_{p2}^2)}{4} p_{p1} + \frac{2C_{pv}C_{dp}A_{p1}A_{p2} \cos \theta_{p1}}{A_{p1}^2 + A_{p2}^2} (p_M - p_0) & (x_p - x_M > L_p) \end{cases} \quad (11)$$

主阀芯所受的两侧油液压力产生的作用力 F_{Mp} 为

$$F_{Mp} = \frac{\pi}{4} [(d_{M1}^2 - d_{M2}^2) p_L + (d_{M2}^2 - d_{M1}^2) p_0 - d_{M1}^2 p_M] \quad (12)$$

式中 d_{M2} ——主阀锥阀出油孔直径, 0.016 m

阀芯离开阀座或产生运动趋势时,主阀芯的力平衡方程为

$$F_{Mp} + F_p = m_M \ddot{x}_M + B_M \dot{x}_M + F_{Ms} + F_{Mt} \quad (13)$$

式中 m_M ——主阀阀芯等效质量, 0.052 kg

B_M ——主阀阀芯粘性阻尼系数

F_{Ms} ——主阀阀芯所受稳态液动力

其中

$$F_{Ms} = \begin{cases} 0 & (0 \leq x_M \leq L_M) \\ \frac{2C_{Mv} C_{dM} A_{M1} A_{M2}^2 \cos \theta_{M1}}{A_{M1}^2 + A_{M2}^2} (p_M - p_0) & (x_M > L_M) \end{cases} \quad (14)$$

式中 C_{Mv} ——主阀节流口的流速系数, 取 0.98

θ_{M1} ——主阀锥阀的半锥角度, 45°

F_{Mt} ——主阀阀芯所受的瞬态液动力

因阀腔内油液的加速方向与阀开口方向相反, 所以液动力与阀芯运动方向一致, 成反阻尼力。

F_{Mt} 计算公式为

$$F_{Mt} = -C_{dM} \rho L_{Mt} \frac{A_{M1}^3 \frac{dA_{M1}}{dx_M} + A_{M2}^3 \frac{dA_{M2}}{dx_M}}{(A_{M1}^2 + A_{M2}^2)^{-\frac{3}{2}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_L - p_0) \dot{x}_M \quad (15)$$

式中 L_{Mt} ——主阀腔的阻尼长度, 0.007 m

根据前面建立的数学模型, 选取如下状态量:

$x_1 = p_M$; $x_2 = x_p$; $x_3 = \dot{x}_p$; $x_4 = x_M$; $x_5 = \dot{x}_M$ 。联立方程(1)~(15)建立状态方程组

$$\dot{x}_1 = \begin{cases} \beta_0 \sqrt{p_L - x_1} + \beta_1 x_5 & (0 \leq x_2 - x_4 \leq L_p) \\ \beta_0 \sqrt{p_L - x_1} + \beta_1 x_5 - \beta_2 \sqrt{x_1 - p_0} & (x_2 - x_4 > L_p) \end{cases}$$

$$\dot{x}_2 = \begin{cases} x_5 & (x_2 = x_4 \text{ 且 } F_{pD} \leq K_p) \\ x_3 & (x_2 = x_4 \text{ 且 } F_{pD} > K_p (x_{pS} + x_4) \text{ 或 } x_2 > x_4) \end{cases}$$

$$\dot{x}_3 = \begin{cases} 0 & (x_2 = x_4 \text{ 且 } F_{pD} \leq K_p (x_{pS} + x_2)) \\ \beta_3 - \beta_4 p_0 + \beta_4 \beta_5 (x_1 - p_0) - \\ (\beta_6 + \beta_7 \sqrt{|x_3 - x_5|}) (x_3 - x_5) - \beta_8 (x_{pS} + x_2) & (x_2 = x_4 \text{ 且 } F_{pD} > K_p (x_{pS} + x_2) \text{ 或 } 0 < x_2 - x_4 \leq L_p) \\ \beta_3 + \beta_4 \beta_5 (x_1 - p_0) - \beta_8 (x_{pS} + x_2) - \beta_9 (x_1 - p_0) - \\ \beta_4 p_0 - (\beta_6 + \beta_7 \sqrt{|x_3 - x_5|}) (x_3 - x_5) & (x_2 - x_4 > L_p) \end{cases}$$

$$\dot{x}_4 = \begin{cases} 0 & (x_4 = 0 \text{ 且 } F_{Mp} + F_p \leq 0) \\ x_5 & (x_4 = 0 \text{ 且 } F_{Mp} + F_p > 0 \text{ 或 } x_4 > 0) \end{cases}$$

$$\dot{x}_5 = \begin{cases} 0 & (x_4 = 0 \text{ 且 } F_{Mp} + F_p \leq 0) \\ \beta_{10} + \beta_{11} - \beta_{12} x_5 & (0 < x_4 \leq L_M) \\ \beta_{10} + \beta_{11} - \left[\beta_{12} - \beta_{13} \left(A_{M1}^3 \frac{dA_{M1}}{dx_M} + A_{M2}^3 \frac{dA_{M2}}{dx_M} \right) \right] x_5 - \\ \beta_{14} (x_1 - p_0) & (x_4 > L_M) \end{cases}$$

$$\text{其中 } \beta_1 = \frac{\pi d_{M1}^2}{4} \quad \beta_2 = C_{dP} A_p \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \beta_3 = \frac{F_{pD}}{4m_p}$$

$$\beta_4 = \frac{\pi (d_{p1}^2 - d_{p2}^2)}{4m_p} \quad \beta_5 = \frac{A_{p1}^2}{A_{p1}^2 + A_{p2}^2} \quad \beta_6 = \frac{B_p}{m_p}$$

$$\beta_7 = \frac{\pi d_{p1}^5 \sqrt{49 \rho \mu l_{pD}}}{4m_p d_{pD}^4} \quad \beta_8 = \frac{K_p}{m_p}$$

$$\beta_9 = \frac{2C_{pV} C_{dP} A_{p1} A_{p2}}{A_{p1}^2 + A_{p2}^2} (A_{p1} \cos \theta_{p2} + A_{p2} \cos \theta_{p1})$$

$$\beta_{10} = \frac{F_{MP}}{4m_M} \quad \beta_{11} = \frac{F_p}{4m_M} \quad \beta_{12} = \frac{B_M}{m_M}$$

$$\beta_{13} = \frac{C_{dM} \rho L_{Mt}}{m_M (A_{M1}^2 + A_{M2}^2)^{-\frac{3}{2}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_L - p_0)$$

$$\beta_{14} = \frac{2C_{Mv} C_{dM} A_{M1} A_{M2}}{m_M (A_{M1}^2 + A_{M2}^2)} A_{M2} \cos \theta_{M1}$$

3 仿真结果及分析

比例下降阀开启过程各状态变量的初始值为:

$x_1 = 1.0 \times 10^7$ MPa, $x_2 = 0$, $x_3 = 0$, $x_4 = 0$, $x_5 = 0$ 。

在 Matlab/Simulink 中对所建立的数学模型进行仿真研究^[7]。选用四阶龙格库塔算法, 得到阀的结构参数和性能参数对开闭过程动态特性影响的仿真曲线如图 3 所示。

由仿真曲线可知:

(1) 图 3a 为其他参数相同, 先导阀阻尼孔直径 d_{pD} 分别为 0.8 mm、1.0 mm、1.2 mm 时比例下降阀的阶跃特性仿真曲线, 其流量曲线上升时间分别为 15 ms、12 ms、4 ms, 下降时间均为 17 ms, 超调量为 2%、10%、37%, 由此可见, 先导阀阻尼孔直径增大, 比例下降阀开启时间缩短, 但振荡次数增加, 超调量升高。

(2) 图 3b 为其他参数相同, 主阀阻尼孔的直径 d_{MD} 分别为 0.8 mm、1.2 mm、1.6 mm 时比例下降阀的阶跃特性仿真曲线。 d_{MD} 不同, 达到稳态时的流量大小也不同, 稳态流量大小随 d_{MD} 增大而减小。流量曲线上升时间均为 12 ms, 下降时间为 40 ms、15 ms、10 ms, 由此可见, 主阀阻尼孔直径增大, 比例下降阀关闭时间缩短, 但振荡次数增加, 超调量稍有增加。

(3) 图 3c 为其他参数相同, 主阀大端直径 d_{M1} 分别为 20 mm、30 mm 时比例下降阀的阶跃特性仿真曲线。 d_{M1} 不同, 达到稳态时的流量大小也不同, 稳态流量大小随 d_{M1} 增大而增大。流量曲线上升时间均为 12 ms, 下降时间为 15 ms、46 ms, 由此可见, 主阀差动面积过大, 比例下降阀关闭时间增加, 振荡次数降低, 调整时间减少。

(4) 图 3d 为其他参数相同, 先导阀阀芯直径 d_{p1} 分别为 8 mm、10 mm 时比例下降阀的阶跃特性仿真曲线。 d_{p1} 不同, 达到稳态时的流量大小也不同,

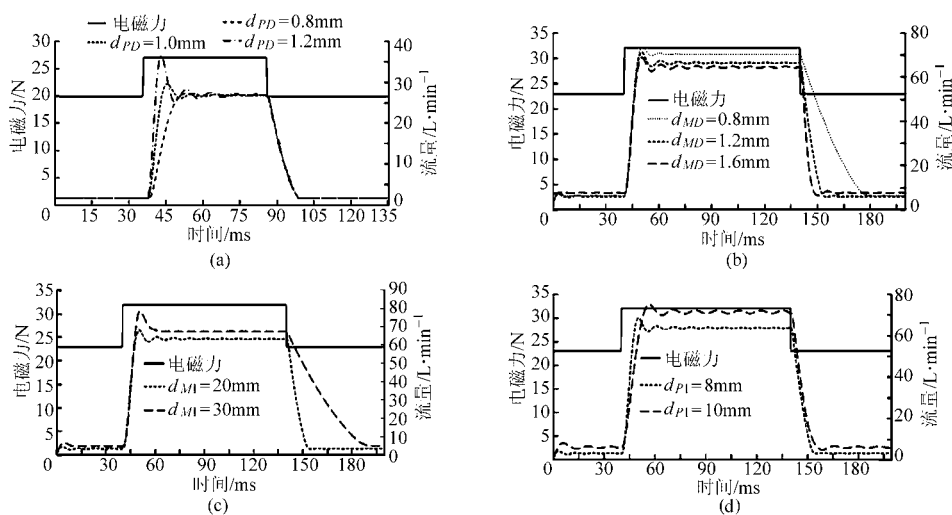


图3 比例下降阀动态特性仿真曲线

Fig.3 Simulation curves of proportional lowering valve dynamic characteristics

稳态流量大小随 d_{P1} 增大而增大。流量曲线上升时间分别为 12 ms、20 ms,下降时间为 15 ms、20 ms,由此可见,先导阀阀芯直径增加,比例下降阀开启、关闭时间增加,振荡次数增加,调整时间增加。

综合考虑先导式比例下降阀的平稳性、开闭速度,根据仿真结果选择结构参数 $d_{PD} = 1.0 \text{ mm}$, $d_{MD} = 1.2 \text{ mm}$, $d_{M1} = 20 \text{ mm}$, $d_{P1} = 8 \text{ mm}$ 。

4 结束语

基于状态空间法,建立了先导式比例下降阀的

状态变量模型。在 Matlab/Simulink 中对所建立的模型进行仿真研究。选用四阶龙格库塔算法,得到阀结构参数和性能参数对开闭过程、流量变化动态特性的影响,如先导阀阻尼孔的直径 d_{PD} 、主阀阻尼孔的直径 d_{MD} 、主阀大端直径 d_{M1} 、先导阀阀芯直径 d_{P1} 。最终确定了结构参数。仿真结果表明,在参数优化之后,比例下降阀超调量小、振荡次数降低、响应迅速,具有良好的动态特性。

参 考 文 献

- 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[D]. 北京: 中国农业大学, 2000.
Xie Bin. Study on electrohydraulic control technology of hitch system for the tractor-implement combination [D]. Beijing: China Agricultural University, 2000. (in Chinese)
- Weatherly E T, Bowers Jr C G. Automatic depth control of a seed planter based on soil drying front sensing [J]. Transactions of the ASAE, 1997, 40(2): 295 ~ 305.
- 尹修杰, 宋正河, 朱忠祥, 等. 新型拖拉机电液控制系统[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2008, 38(3): 580 ~ 585.
Yin Xiujie, Song Zhenghe, Zhu Zhongxiang, et al. New electro-hydraulic control system for tractor [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2008, 38(3): 580 ~ 585. (in Chinese)
- 苏东海, 任大林, 杨京兰. 电液比例阀与电液伺服阀性能比较及前景展望[J]. 液压气动与密封, 2008(4): 1 ~ 4.
Su Donghai, Ren Dalin, Yang Jinglan. Comparison of electro-hydraulic proportional valve and electro-hydraulic servo valve on performances [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2008(4): 1 ~ 4. (in Chinese)
- 刘英杰, 徐冰, 杨华勇, 等. 电液比例负载口独立控制系统压力流量控制策略[J]. 农业机械学报, 2010, 41(5): 182 ~ 187.
Liu Yingjie, Xu Bing, Yang Huayong, et al. Strategy for flow and pressure control of electro hydraulic proportional separate meter in and separate meter out control system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5): 182 ~ 187. (in Chinese)
- 何存兴. 液压元件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- 石红雁, 许纯新, 付连宇. 基于 SIMULINK 的液压系统动态仿真[J]. 农业机械学报, 2000, 31(5): 94 ~ 96.
Shi Hongyan, Xu Chunxin, Fu Lianyu. Study on dynamical simulation of hydraulic system based on SIMULINK [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000, 31(5): 94 ~ 96. (in Chinese)