

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.08.047

基于 AMESim 的平衡阀动态性能分析*

袁士豪¹ 殷晨波¹ 刘世豪²

(1. 南京工业大学车辆与工程机械研究所, 南京 210009; 2. 海南大学机电工程学院, 海口 570228)

摘要: 分析了一种新型平衡阀的静态性能,得到承载能力与主阀芯弹簧刚度 K 、流量 q 、节流系数的倒数 C_q^{-1} 、节流口水力周长倒数 w^{-1} 、油液密度平方根 $\rho^{0.5}$ 、节流口压差 Δp 的乘积以及负载液压缸有效直径与液压缸伸出杆有效直径之比 R 呈正比。运用 AMESim 进行动态模拟,分析结果表明增大控制压力 p_c 可以加快负载稳态运行速度,但不会对负载动态性能造成较大影响;减小主弹簧刚度 K 可以加快负载运行速度,却会使负载动态变化时间加长;负载质量 M 的变化会对速度的动态过渡时间产生影响,却不影响负载最终运行速度;主阀芯右侧端面直径 D 的变化对负载动态特性的变化无显著影响;减小负载液压缸有效直径与液压缸伸出杆有效直径之比 R 可以加快负载速度,但对速度动态过渡时间无影响。

关键词: 平衡阀 承载性能 AMESim 动态性能 仿真

中图分类号: TH137.52 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)08-0273-08

Working Properties of Counterbalance Valve Based on AMESim Code

Yuan Shihao¹ Yin Chenbo¹ Liu Shihao²

(1. Institute of Automobile and Construction Machinery, Nanjing University of Technology, Nanjing 210009, China

2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Hainan University, Haikou 570228, China)

Abstract: Static property of a type of speed compensation valve was analyzed. It was found that the load capacity was in proportion to main valve spool spring stiffness K , throttling flow rate q , inverse of throttling coefficient C_q^{-1} , inverse of hydraulic perimeter of throttling port w^{-1} , square root of oil density $\rho^{0.5}$, throttling differential pressure Δp , ratio of rod diameter and piston diameter of load hydraulic cylinder R . The model used to study the dynamic property of the speed compensation valve was built by AMESim dynamic simulation code. By the results with the dynamic simulations of the model, it was observed that increasing control pressure p_c could improve the steady speed magnitude of load, but had no effect on the transition time to reach steady speed. Decreasing spring stiffness K of main spool could improve the speed of load and increase the transition time. Increasing the mass of load would lengthen the transition time correspondingly, but had no effect on the final steady speed magnitude. The variation of taper spool diameter D almost had no influence on load dynamic property. Decreasing the ratio of rod diameter and piston diameter R would increase the final steady speed magnitude of load, but had no influence on the transition time of load speed.

Key words: Counterbalance valve Load capacity AMESim Dynamic performance Simulation

引言

以往液压阀设计中往往主要考虑工作性能,对系统节能效率的考虑有所欠缺,从而造成实际运用

中,单个液压阀的工作效率不高。传统使用的平衡阀由于其结构本身原因,其工作过程中的发热和噪声较大,而且寿命也不是很长。目前对于平衡阀的研究主要集中在其结构参数的优化方面^[1~10]。

收稿日期: 2012-08-07 修回日期: 2012-08-21
* 国家自然科学基金资助项目(50875122)和江苏省科技支撑计划资助项目(BE2011187)
作者简介: 袁士豪,博士生,主要从事液压系统基础性研究,E-mail: yuanshihao1983@163.com
通讯作者: 殷晨波,教授,博士生导师,主要从事化工过程装备研究,E-mail: Chbyin@163.com

虽然有学者对平衡阀局部个别参数进行过数字仿真,也得出了一些关于平衡阀几何参数与其动静态性能之间的关联性,但到目前为止关于平衡阀整体建模仿真的报道不是很多,也未见有学者系统地分析各个结构参数对平衡阀性能的影响。AMESim多学科仿真平台在液压系统中的动态模拟中已经得到了越来越广泛的运用^[11~15]。本文利用多系统联合仿真平台 AMESim,建立平衡阀动态性能模拟模型,并在此基础上详细分析不同结构参数对平衡阀性能的影响。

1 平衡阀静态性能分析

在传统顺序阀基础上,优化并改进了其内部几何结构,并在此基础上提出了一种平衡阀结构,如图 1 所示。其主阀芯的锥形密封面具有可靠的密封性,且其通流截面面积随阀口开度的变化梯度较小,水力半径较大,故不易堵塞且容易获得较小的稳定流量。先导控制活塞上设置了阻尼孔 1、2,这有利于减小先导控制活塞运动过程中产生的振动,使阀芯工作状态平稳。在主阀腔设置一个单向节流阀可有效防止因阀出口背压过大导致的油液倒流;当出口压力变大时单向节流阀打开,使液压油通过入口直接回油箱,防止了可能出现的油液倒流。

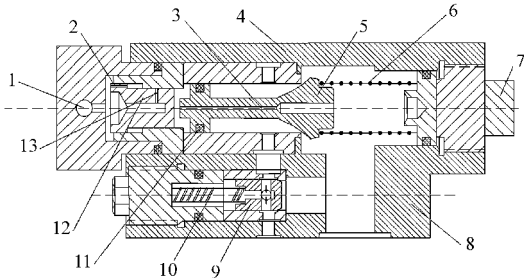


图 1 组合式平衡阀示意图

Fig. 1 Scheme of speed compensation valve

1. 导腔口 2. 阻尼孔 1 3. 阻尼孔 3 4. 阀套 5. 主阀芯 6. 主阀芯弹簧 7. 旋扭 8. 阀座 9. 单向节流阀 10. 单向节流阀弹簧 11. 密封圈 12. 先导控制活塞 13. 阻尼孔 2

图 2 为平衡阀工作状态示意简图。压力油经压力源 p_c 进入先导控制活塞左端面和负载液压缸的 T 口(液压缸有杆腔),并通过阻尼小孔 1 和 2 在控制活塞上产生一个与控制压力相反的压力,使先导控制活塞运动时的振动变小。P 口与负载液压缸的无杆腔相连,通过调节主阀阀口开度来实现对负载速度的控制。主阀芯阻尼小孔使阀出口处的低压液压油通到主阀芯两侧端面,由此产生的压差阻尼减缓了因负载速度迅速变化而引起的主阀芯移动过程中产生的振动,增加了平衡阀工作时的稳定性,并有利于阀工作噪声的减小。

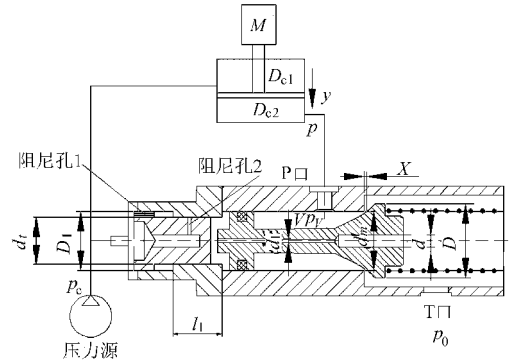


图 2 主阀芯工作状态简图

Fig. 2 Working principle of main valve core

当平衡阀主阀芯处于运动状态时,其受力主要为主阀芯弹簧作用力 F_k ,主阀芯两侧端面液压力 F ,控制活塞间隙液体阻尼力 F_f ,主阀芯左侧密封摩擦阻力 F_s ,节流阀口液动力 F_d 和主阀芯表面油液阻尼 F_r 。一般情况下节流阀口液动力 F_d 和油液阻尼 F_r 相对其他的作用力较小,可以不考虑其影响,将其忽略不计,则有

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{p_c \pi D_1^2 - p_0 \pi (D^2 - d^2)}{4} - K(x_0 + X) - F_f - F_s \tag{1}$$

式中 M ——主阀芯质量
 X ——主阀芯节流阀口开度
 p_c ——先导控制压力 p_0 ——节流背压
 K ——主阀芯弹簧刚度
 x_0 ——弹簧预压缩量
 D_1 ——控制活塞直径
 D ——主阀芯右侧端面直径
 d ——主阀芯右侧端面小孔直径

当主阀芯处于受力平衡状态时,其瞬时速度 dx/dt 和加速度 d^2x/dt^2 均为零。由主阀芯动态运动方程(1)可知其处于受力平衡状态时的平衡方程为

$$K(x_0 + X) = \frac{p_c \pi D_1^2}{4} - \frac{p_0 \pi (D^2 - d^2)}{4} - F_f - F_s \tag{2}$$

主阀芯左侧密封摩擦阻力 F_s 相对其他阻尼力较小,可忽略不计。由缝隙压差间隙流动特性可知 F_f 由两部分作用力组成,一部分是由压差流动阻尼引起的阻力 F_{f1} ,另一部分是由剪切流动阻尼引起的阻力 F_{f2} ;依据牛顿液体内摩擦定律可知,间隙液体阻尼的大小由其内部液体流动速度决定,压差和阻尼引起的间隙流动速度为

$$\begin{cases} u_1 = u \left(1 - \frac{h'}{h} \right) \\ u_2 = -\frac{1}{2\eta} (h' - h) h \frac{dp}{dx} \end{cases} \tag{3}$$

式中 u_1 ——压差流速 u_2 ——剪切流速

h ——间隙宽度 η ——动力粘度

h' ——间隙内任意点高度

u ——主阀芯速度

依据牛顿内摩擦定律 $\tau = -\eta du/dh$, 得到压差阻力 F_{f1} 和阻尼阻力 F_{f2} 为

$$\begin{cases} F_{f1} = -\frac{\pi d_i \Delta d_i p_c}{2} \\ F_{f2} = \frac{\pi d_i l_1 \rho \nu}{\Delta d_i} \frac{dx}{dt} \end{cases} \quad (4)$$

式中 d_i ——控制活塞配合面直径

Δd_i ——控制活塞配合间隙

l_1 ——控制活塞配合面长度

ρ ——密度 ν ——运动粘度

当主阀芯处于平衡状态时, 不存在间隙液流剪切速度, 即 dx/dt 为零, 阻尼阻力 F_{f2} 为零, 则间隙液体阻尼 F_f 为 F_{f1} , 即

$$F_f = F_{f1} = -\frac{\pi d_i \Delta d_i p_c}{2} \quad (5)$$

由式(2)、(4)、(5)得主阀芯负载平衡方程为

$$K(x_0 + X) = \frac{p_c \pi D_1^2}{4} - \frac{p_0 \pi (D^2 - d^2)}{4} + \frac{\pi d_i \Delta d_i p_c}{2} \quad (6)$$

由图 2 可知负载运动处于平衡状态时, 其受力方程为

$$\frac{p_c \pi (D_{c2}^2 - D_{c1}^2)}{4} + Mg = \frac{p_v \pi D_{c2}^2}{4} \quad (7)$$

$$p_v = p_m + p_c \left[1 - \left(\frac{D_{c1}}{D_{c2}} \right)^2 \right] \quad (8)$$

其中 $p_m = 4Mg/(\pi D_{c2}^2)$

式中 D_{c1} ——液压缸有效直径

p_v ——主阀腔压力

D_{c2} ——液压缸伸出杆有效直径

由主阀芯节流小孔节流流量计算公式

$$q = C_q w X (2\Delta p / \rho)^{0.5}$$

可知主阀芯节流阀口开度 X 为

$$X = \frac{q}{C_q w \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}} \quad (9)$$

其中 $w = \pi d_m \sin \alpha$ $\Delta p = p - p_0$

式中 d_m ——节流阀口平均直径

由式(6)、(8)、(9)可以知道当平衡阀负载 p_m 处于运动平衡状态时, 其与控制活塞控制压力 p_c 、平衡阀出口背压 p_0 之间的数学关系为

$$p_m = \left[\frac{4KqA}{p_c (\pi D_1^2 + 2\pi d_i \Delta d_i) - p_0 \pi (D^2 - d^2) - 4Kx_0} \right]^2 + p_0 - p_c (1 - R^2) \quad (10)$$

其中 $A = 1/[C_q w (2/\rho)^{0.5}]$

$$R = D_{c1}/D_{c2}$$

令平衡阀出口背压 p_0 为零, 则可以得到负载静态平衡时的平衡方程为

$$p_m = \left[\frac{4KqA}{p_c (\pi D_1^2 + 2\pi d_i \Delta d_i) - 4Kx_0} \right]^2 - p_c (1 - R^2) \quad (11)$$

从图 3 中可以看出, 在不考虑主阀芯弹簧预压缩量 x_0 的情况下平衡阀能够稳定工作的承载能力 p_m 随着控制活塞的控制压力 p_c 的增加而减小; 在新型平衡阀控制活塞直径 D_1 和负载液压缸有效直径 D_{c1} 与液压缸伸出杆直径 D_{c2} 的比值 R 保持不变的情况下, 承载能力与主阀芯弹簧刚度 K 、负载流量 q 和系数 A 的乘积 KqA 呈正比关系, 即主阀芯弹簧刚度系数 K 、负载流量 q 、节流系数的倒数 C_q^{-1} 、节流口周长倒数 w^{-1} 、油液密度平方根 $\rho^{0.5}$ 的乘积 $KqC_q^{-1}w^{-1} \cdot (2/\rho)^{-0.5}$ 越大, 平衡阀的承载能力也越大, 即只要满足上述参数之间的乘积较大即可, 也就是可以通过合理优化平衡阀参数, 在满足静态承载能力的条件下尽可能地优化各个参数, 以期达到节能和节约原材料的目的。

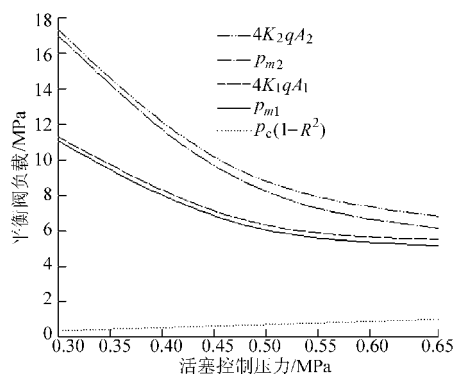


图 3 控制压力与负载静态特性

Fig. 3 Relationship between control pressure and load

在以往的平衡阀设计过程中, 为增大其承载能力往往需要加大控制活塞直径 D_1 (增加有效控制压力作用面) 或增大主阀芯的几何尺寸; 而由以上推导得出的平衡阀主阀芯负载平衡方程(11)为提高承载能力提出了新的方向: 在基本不增加阀芯几何尺寸的情况下, 通过改变主阀芯弹簧刚度 K 、负载流量 q 和系数 A 的乘积呈正比关系, 即主阀芯弹簧刚度系数 K 、负载流量 q 、节流系数的倒数 C_q^{-1} 、节流口周长倒数 w^{-1} 、油液密度平方根 $\rho^{0.5}$ 的乘积可获得提高新型平衡阀平衡承载能力。另外, 由式(11)同样可知在平衡阀其他参数不变的情况下, 负载液压缸有效直径 D_{c1} 与液压缸伸出杆有效直径 D_{c2} 之间的比值 R 对平衡阀稳态承载能力也存在影响, 即当负载液压缸有效直径 D_{c1} 与液压缸伸出杆有效直径 D_{c2} 之比 R 增大时相应的负载承载能力也会变大。

2 平衡阀动态性能分析及试验

2.1 平衡阀动态特征方程的建立

如图 2 新型平衡阀简图,并考虑到主阀芯平衡腔中液流的可压缩性,则平衡腔内油液连续性方程可表述为

$$\frac{\pi D_{c2}^2}{4} \frac{dy}{dt} = C_q w x \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_0)} - a \frac{dx}{dt} + \frac{V}{K_0} \frac{dp_v}{dt} \quad (12)$$

式中 p ——平衡腔压力 a ——阀芯有效面积
 V ——平衡腔容积 K_0 ——油液刚度

对平衡阀数学方程(1)、(4)、(6)、(12)进行 Laplace 变换,得到平衡阀的动态响应特征方程为

$$Ms^2 X(s) = \frac{\pi D_{c1}^2 + 2\pi d_t \Delta d_t}{4} p_c(s) - \left(K + \frac{\pi d_t \rho v}{\Delta d_t} \right) X(s) - \frac{KX_0}{s} \frac{\pi (D_{c2}^2 - D_{c1}^2)}{4} p_c(s) + gM(s) = \frac{p_v(s) \pi D_{c2}^2}{4} \cdot \frac{\pi D_{c2}^2}{4} s Y(s) = C_q w \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{v0} - p_0)} X(s) + \frac{1}{2} C_q w X_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{1}{p_{v0} - p_0}} p_v(s) \quad (13)$$

式中 p_{v0} ——负载系统载荷速度达到某一平衡状态时的平衡腔压力
 X_0 ——负载系统载荷速度达到某一平衡状态时的主阀芯节流阀口开度

2.2 平衡阀 AMESim 动态模型分析

利用 AMESim 中的液压系统开发库 HCD (Hydraulic component design) 建立了新型平衡阀工作状态动态仿真模型(图 4),并系统研究了平衡阀不同结构参数的变化对其动态性能的影响。

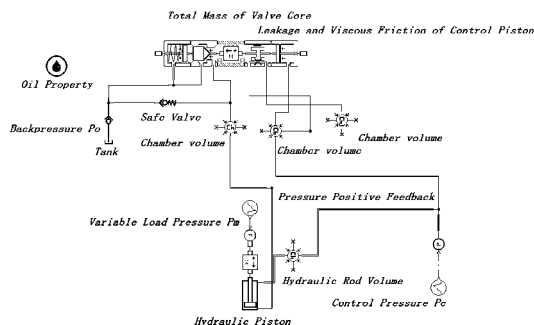


图 4 平衡阀 AMESim 模型

Fig.4 AMESim model of speed compensation valve

图 4 是平衡阀 AMESim 动态仿真模型。为使所建立的新型平衡阀动态仿真模型更接近实际工作状态,考虑了主阀芯惯性效应对动态性能的影响,加入了质量块子模型用以代替主阀芯惯性效果;考虑了控制活塞与阀体配合面之间的缝隙泄漏量,在 AMESim 动态仿真模型中加入了泄漏子模型;考虑

了液压油在压力波动时的体积可压缩性,使用了可压缩容积子模型则是保证新型平衡阀出口处的液流不因出口处压力增大而发生倒流现象。

在图 4 中,当平衡阀处于工作状态时,平衡腔压力等于控制压力 p_c 与负载 p_m 的叠加,当负载加速下降时,控制压力 p_c 减小,从而使主阀芯平衡腔压力发生变化,由此主阀芯节流口两侧压力差也发生相应变化,主阀芯产生位移,从而调节主阀芯过流截面积,使平衡腔节流流量减小,最后达到新的平衡状态使负载下降速度趋于平稳。

从图 5 可以知道在控制压力作用下,负载速度和加速度在经过大约 2.5 s 后达到稳定状态。

由图 5、6 可知,系统只需要经过较短的时间即可达到稳定状态,尤其是主阀芯与控制活塞阀芯的动态响应非常迅速,能够在极短的时间内迅速到达稳态值,这有助于减少负载系统运行过程中产生的振动和噪声。

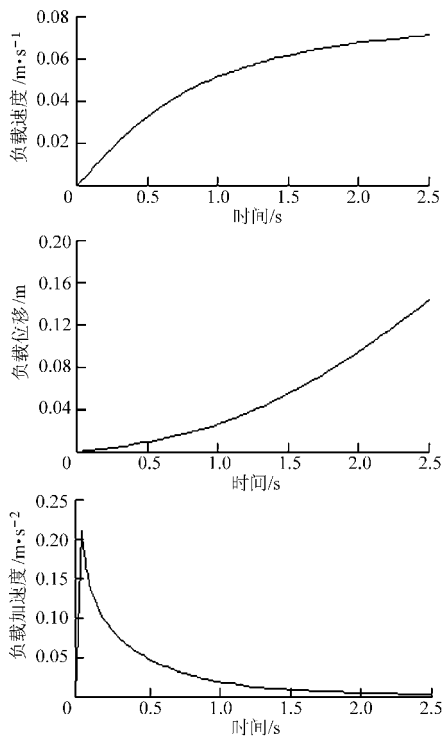


图 5 平衡阀负载动态特性 ($p_c = 0.2 \text{ MPa}$)

Fig.5 Dynamic properties of load

2.3 不同结构参数对承载性能的影响

以 p 为控制参数,输入不同的控制压力 p_{c1} 、 p_{c2} 、 p_{c3} 、 p_{c4} ,且设定 $p_{c1} < p_{c2} < p_{c3} < p_{c4}$,模拟并得出在不同控制压力 p_c 下的负载动态运动特性。

由图 8 可知,负载速度和加速度对控制压力 p_c 的波动比较敏感,随着控制压力 p_c 的增加,负载稳态速度和加速度也相应增大,然而控制压力对其动态特性的影响不大,负载过渡到稳态的过渡阶段则基本没有变化,即当负载加速下降时,控制压力下降

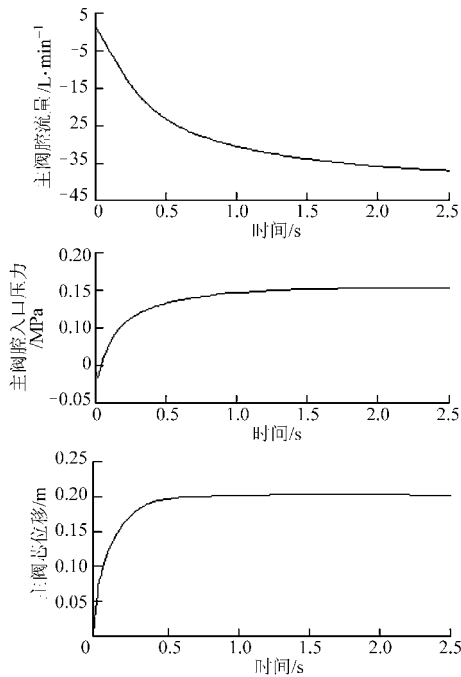


图 6 平衡阀平衡腔阀芯动态特性($p_c = 0.2\text{ MPa}$)
Fig. 6 Dynamic properties of poppet in balance chamber

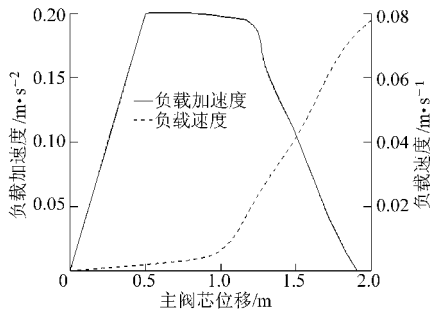


图 7 主阀芯位移与负载速度和加速度($p_c = 0.2\text{ MPa}$)
Fig. 7 Relationships of load velocity and load acceleration with main spool displacement

所引起的速度和加速度波动调整时间基本不会发生变化,其对控制压力变化的敏感性不高,这有利于当负载超速下降时的快速反应和负载的平稳运行。随着控制压力 p_c 增大,由式(11)可知其静态承载能力却有所下降。

平衡腔节流主阀芯预紧弹簧刚度对节流阀口开度会有很大的影响,其数值的变化必然会对节流流量产生影响。以主阀芯预紧弹簧刚度 K 为控制参数,调整弹簧刚度为 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 ,且 $K_1 < K_2 < K_3 < K_4$,其他参数不变,仿真并得到不同预紧刚度 K 时的负载动态特性如图 9 所示。

由图 9 可以看出,平衡腔主阀芯弹簧刚度 K 增大,则负载速度、加速度均减小,且达到稳态所需要的过渡时间也会相应缩短。可见增大主阀芯预紧弹簧刚度虽然牺牲了一定的负载速度,但能使负载下降时的稳定性得到加强;由式(11)亦可知 K 增大的同时也增大了静态平衡时的承载能力。

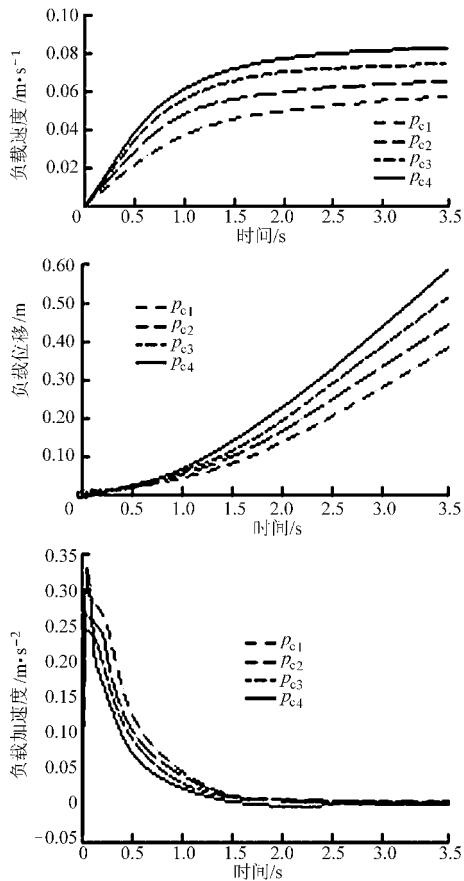


图 8 不同控制压力下的负载动态特性
Fig. 8 Dynamic properties of load under different control pressures

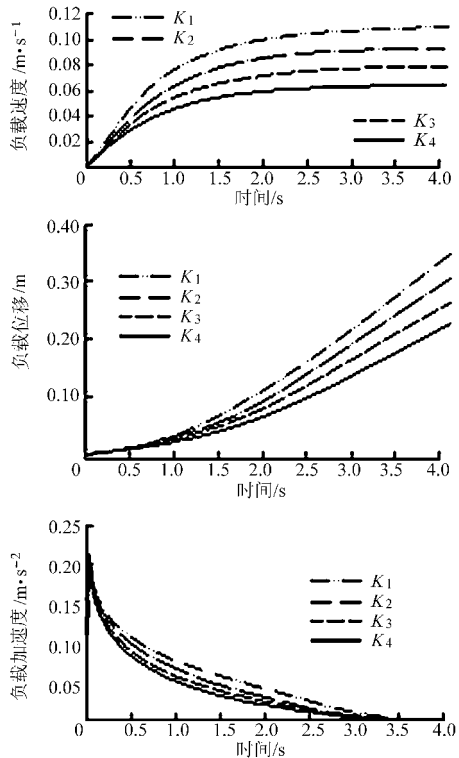


图 9 平衡腔主阀芯弹簧刚度变化时的负载动态特性
Fig. 9 Dynamic properties of load under different spring stiffnesses

平衡阀能够承载的负载质量是其主要的—个性能指标,在所能承受的合理负载质量范围内,不同的负载质量会对其动态性能产生影响。以负载质量 M 为控制参数,取不同的负载质量 M_1 、 M_2 、 M_3 、 M_4 ,且 $M_1 < M_2 < M_3 < M_4$,其他结构参数不变,进行模拟,得到负载质量 M 变化对其动态特性的影响规律如图 10 所示。

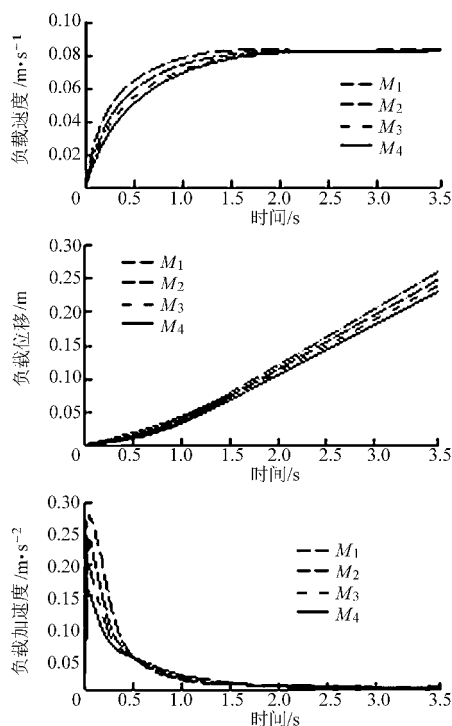


图 10 负载质量变化对负载动态特性的影响

Fig. 10 Dynamic properties of load under different masses

在承载能力范围内当平衡阀负载 M 增大时,负载运行速度过渡到稳定状态的时间会相应略有增加,然而负载 M 最终所能达到的稳态速度则基本恒定,不受影响;即负载质量 M 的变化只对速度变化过程有所影响,而对负载最终所能达到的速度稳态值则基本不产生影响。由图 10 可知,当负载增加时,其加速度在开始阶段较小,衰减速率亦较负载小时为小。且在加速度变化的前段时间负载小的加速度大,后段时间负载大的加速度大。最终过渡到稳态的时间负载大的较负载小的稍长。

主阀芯右侧端面直径 D 的变化必然对节流阀口流量特性存在影响,从而也会对负载速度、加速度的变化产生影响。为考察锥形主阀芯右侧端面直径 D 的变化对平衡阀负载动态性能的影响,以主阀芯直径 D 为目标控制参数,取不同的主阀芯直径 D_1 、 D_2 、 D_3 、 D_4 ,且 $D_1 < D_2 < D_3 < D_4$,模拟动态过程并得出不同主阀芯右侧端面直径时的负载动态变化特性如图 11 所示。

由图 11 可以知道在设计允许的直径范围内,锥

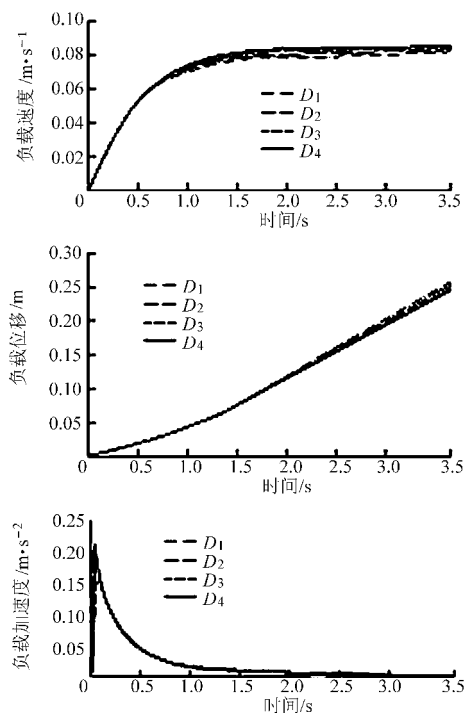


图 11 主阀芯右侧端面直径 D 对动态特性的影响

Fig. 11 Dynamic properties of load under different diameters of poppet

形主阀芯右侧端面直径 D 的变化对负载动态特性的变化无明显影响。当锥形主阀芯右侧端面直径 D 增加时,负载稳态速度会有很小幅度的上升,但对负载加速度则几乎无影响。且由式(11)可知静态承载能力与主阀芯直径并无关联。

负载液压缸有效直径与液压缸伸出杆有效直径比 R 对负载动态性能存在影响。为了分析液压缸有效直径与液压缸伸出杆有效直径比 R 的变化对平衡阀动态性能的影响,分别选取不同的 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 作为仿真变化参数,且 $R_1 < R_2 < R_3 < R_4$;模拟平衡阀动态过程并得出不同直径比 R 时的负载动态变化特性如图 12 所示。

由图 12 可知,当液压缸有效直径增加,即 R 变大时,负载稳态速度有所下降,且加速度亦有轻微下降;由负载静态平衡方程(11)可知,其承载能力却增加了;但由图可知到达稳定状态的过渡时间则基本不变。

2.4 平衡阀动态性能试验

为了验证关于新型平衡阀的理论分析结果,在原有设备基础上搭建了平衡阀负载动态试验平台,主要由调压回路、数据采集以及试验部分组成。试验中的数据通过数采卡存储于计算机中。考虑到实际的试验条件,在本文中选取负载和主阀芯弹簧刚度作为研究对象,分别设置两组不同的试验对象,分别为 M_1 、 M_2 、 M_3 和 K_1 、 K_2 、 K_3 ,且 $M_1 < M_2 < M_3$, $K_1 < K_2 < K_3$ 。

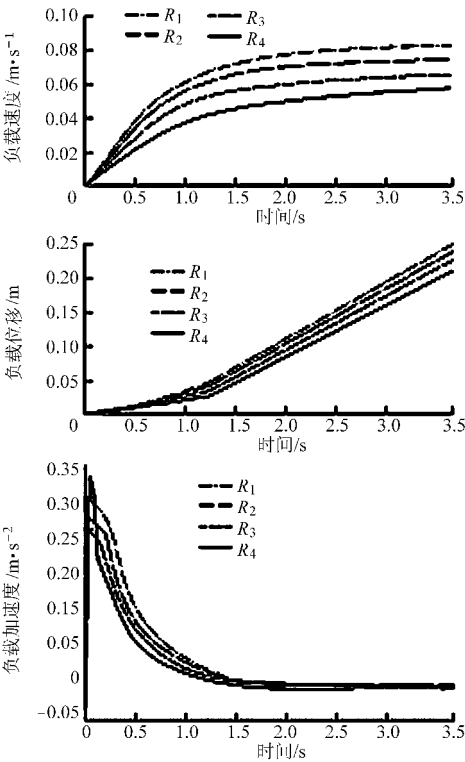


图 12 负载液压缸活塞直径与拉缸直径 R 对负载动态性能的影响

Fig. 12 Dynamic properties of load under different diameter ratios between hydraulic cylinder piston and rod

图 13 为平衡阀动态性能试验系统,试验系统左侧主要是液压源和降低液压波动的措施:由变量泵输送的压力油由最左侧的稳压阀(溢流阀)调定,压力油经过滤装置和过滤网后进入液压缸的有杆腔和控制活塞,用以提高控制油源稳定性;平衡阀 T 口处的背压阀(溢流阀)有利于平衡阀稳定的工作。负载速度则由右侧的测速系统测得,通过数采卡存入计算机。考虑到实际情况选择不同参数的平衡阀(选取不同的主刚度 K 、负载质量 M),验证理论分析

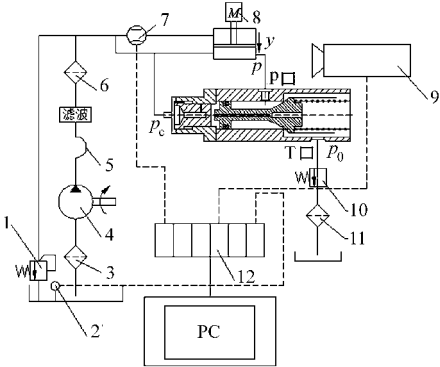


图 13 平衡阀负载动态特性试验系统

Fig. 13 Counterbalance valve dynamic characteristics test system

1. 稳压阀 2. 油温计 3、6、11. 过滤器 4. 变量泵 5. 高压软管
7. 流量计 8. 负载 9. 光学测速仪 10. 背压阀 12. 数据采集卡

结果。

由图 14 和图 15 可知,其试验结果与理论分析得到的结果(图 9 和图 10)是相符的。当主阀芯的弹簧刚度 K 变大时,由图 14 可知,平衡阀作用负载的稳态速度会减小,而且达到稳态速度的时间也会相应缩短,这与图 9 的理论模拟分析结果相符;不同的负载大小也会相应的改变平衡阀的动态性能,当负载变大的时候,由图 15 亦可知随着负载 M 的变大,其稳态的运行速度基本不发生变化,但随着负载 M 的增加,其达到稳态速度的时间会相应延长,其速度的变化也变得比负载较小时平稳,这与理论模拟结果的趋势也是相一致的。

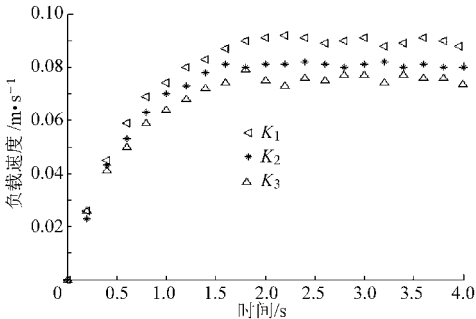


图 14 平衡阀负载动态特性(弹簧刚度 K)

Fig. 14 Counterbalance valve dynamic characteristics under K

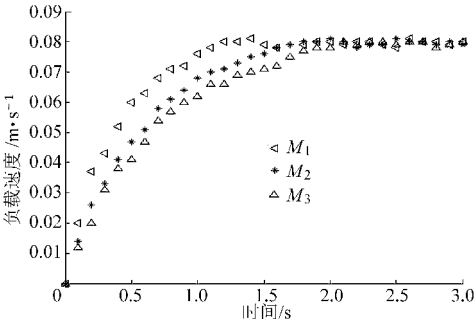


图 15 平衡阀负载动态特性(负载质量 M)

Fig. 15 Counterbalance valve dynamic characteristics under M

3 结论

(1)探讨了平衡阀达到稳态时的承载能力与其结构参数之间的数学关系式,发现稳态时的承载能力与主阀芯弹簧刚度 K 、负载流量 q 、节流系数的倒数 C_q^{-1} 、节流口周长倒数 w^{-1} 、油液密度平方根 $\rho^{0.5}$ 的乘积 $KqC_q^{-1}w^{-1}(2/\rho)^{-0.5}$ 呈正比;由此得出了在不改变其几何结构参数的基础上提高其承载能力的新方法。

(2)建立了完整的农机用高性能平衡阀动态模型,并在此基础上系统研究了控制活塞控制压力 p_c 、主阀芯弹簧刚度 K 、负载质量 M 、主阀芯右侧端面直径 D 、负载液压缸有效直径与液压缸伸出杆有效直径比率 R 的变化对系统动态性能的影响,发现

增大 p_c 会使负载稳态速度和加速度增大, 却对其动态响应过程的影响不大; 增大主弹簧刚度 K , 负载速度、加速度均减小, 且负载动态变化过程缩短, 有利于负载运动稳定性的加强; 平衡阀负载 M 增大会轻微影响动态过渡时间, 对速度的稳态值却没有影响。

(3) 通过对平衡阀动态模型的分析发现主阀芯

右侧端面直径的变化对负载动态性能几乎没有影响, 在平衡阀设计过程中改变主阀芯右侧端面直径 D 的策略并无多少实际意义; 选用较大的负载液压缸有效直径与液压缸伸出杆有效直径比 R 可降低负载运行的速度, 减小速度的变化, 有利于负载运行的稳定性提高, 与此同时承载能力也有所提高。

参 考 文 献

- 李锋, 马长林. 平衡阀动态特性仿真与参数优化研究[J]. 机床与液压, 2003(4): 232 ~ 234.
Li Feng, Ma Changlin. Research on simulation and parameters optimization of dynamic characteristics of counterbalance valve [J]. Machine Tool and Hydraulics, 2003(4): 232 ~ 234. (in Chinese)
- 李自光, 杨国平, 颜荣庆. 新型平衡阀系统计算机仿真及参数优化研究[J]. 中国公路学报, 1998(3): 121 ~ 126.
Li Ziguang, Yang Guoping, Yan Rongqing. A study of simulation and parameters optimization of new type counterbalance valve of hydraulic system[J]. China Journal of Highway and Transport, 1998(3): 121 ~ 126. (in Chinese)
- 付久长, 米双山, 丁俊杰. 基于 AMESim 和 LabVIEW 的液压系统可视化仿真技术实现[J]. 液压与气动, 2010(10): 89 ~ 91.
Fu Jiuchang, Mi Shuangshan, Ding Junjie. Realization of hydraulic system visual simulation based on AMESim and LabVIEW[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2010(10): 89 ~ 91. (in Chinese)
- 姚平喜, 阎志明, 杨世春. 负载敏感平衡阀的性能分析与数字仿真[J]. 液压气动与密封, 2009(2): 51 ~ 54.
Yao Pingxi, Yan Zhiming, Yang Shichun. Characteristics analysis & simulation research on load-sensing balancing valve[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2009(2): 51 ~ 54. (in Chinese)
- 张恒, 姚平喜, 段少帅, 等. 基于 Fluent 的负敏感平衡阀流场分析[J]. 液压气动与密封, 2010(4): 32 ~ 35.
Zhang Heng, Yao Pingxi, Duan Shaoshuai, et al. Simulation study of internal flow fluid for the load-sensing counterbalance valve based on Fluent[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2010(4): 32 ~ 35. (in Chinese)
- 麻井伟, 姚平喜. 一种新型负载敏感平衡阀[J]. 液压气动与密封, 2007(2): 19 ~ 21.
Ma Jingwei, Yao Pingxi. A new kind of load-sensing counter-balance valve[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2007(2): 19 ~ 21. (in Chinese)
- 姚平喜, 张恒, 王伟. 负载敏感平衡阀动态特性仿真及参数优化研究[J]. 机床与液压, 2011, 39(7): 29 ~ 32.
Yao Pingxi, Hang Heng, Wang Wei. Research on dynamic simulation and parameters optimization for load-sensing counterbalance valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(7): 29 ~ 32. (in Chinese)
- 张兴明, 孙玉清, 陈海泉, 等. 一种新型低控制压力平衡[J]. 液压气动与密封, 2010(7): 51 ~ 52.
Zhang Xingming, Sun Yuqing, Chen Haiquan, et al. New type of counterbalance valve with low control pressure[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2010(7): 51 ~ 52. (in Chinese)
- 冯晓迪. 液压阀动态特性试验回路仿真研究[J]. 液体传动与控制, 2009(7): 12 ~ 14.
Feng Xiaodi. The test simulation of hydraulic valve dynamic characteristics[J]. Liquid Drive and Control, 2009(7): 12 ~ 14. (in Chinese)
- 袁士豪, 殷晨波, 刘世豪. 液压阀口二级节流 [J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(6): 716 ~ 720.
Yuan Shihao, Yin Chenbo, Liu Shihao. Two-step throttle properties of hydraulic valve port[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(6): 716 ~ 720. (in Chinese)
- 梁晓娟. 基于 AMESim 三位四通阀动态仿真研究[J]. 煤矿机电, 2009(5): 34 ~ 36.
Liang Xiaojuan. Dynamic simulation research on tri-position four-way valve based on AMESim[J]. Colliery Mechanical & Electrical Technology, 2009(5): 34 ~ 36. (in Chinese)
- 杜洋, 刘昕辉, 杨嵩, 等. 基于 AMESim 分析变矩器泵轮角度对效率的影响[J]. 北华大学学报, 2011, 12(4): 477 ~ 480.
Du Yang, Liu Xihui, Yang Song, et al. Analysis of torque converter pump wheels angle to the influence of efficiency based on AMESim[J]. Journal of Beihua University, 2011, 12(4): 477 ~ 480. (in Chinese)
- Alirand M, Favenne G, Lebrun M. Pressure components stability analysis: a revisited approach[J]. International Journal of Fluid Power, 2002, 1(3): 27 ~ 38.
- Askar D, Mrut Hyunjaya T S. A Newton-Euler formulation for the inverse dynamics of the Stewart platform manipulator[J]. Mechanism and Machine Theory, 1998, 33(8): 1 135 ~ 1 152.
- 魏建华, 杜恒, 方向, 等. 基于 ADAMS/Simulink/AMESim 的油气悬架道路友好性分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(10): 11 ~ 17.
Wei Jianhua, Du Heng, Fang Xiang, et al. Road-friendliness of interconnected hydro-pneumatic suspension based on ADAMS/Simulink/AMESim[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(10): 11 ~ 17. (in Chinese)