文章编号:1674-2974(2022)10-0130-09 DOI:10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2022185

平衡阀对车辆液压驱动系统的影响研究

陈伟[1],冯吉宇[1],刘长宜[2†],谭鹏[1†],赵庆波[3]
(1. 吉林大学 机械与航空航天工程学院,吉林 长春 130022;
2. 吉林大学 工程仿生教育部重点实验室,吉林 长春 130022;
3. 一汽-大众汽车有限公司,吉林 长春 130011)

摘 要:为了改善轮式越野车辆的安全性和稳定性,研究驱动系统中关键元件平衡阀对轮式越野车辆液压行走驱动系统性能的影响.以某越野车辆的液压行走驱动系统为研究对象,建立平衡阀的理论分析模型,运用AMESim软件建立了越野车辆液压驱动系统模型,分析了平路行驶工况、下坡行驶工况下驱动系统中泵、液压马达和平衡阀的压力及转速变化情况,并通过试验验证了仿真模型的准确性.分析结果表明:平衡阀在液压驱动系统中具有平衡负负载、防止供油不足及下坡时防止液压马达失速的作用.针对下坡过程中的冲击现象.通过对平衡阀阀芯控制端阻尼槽槽深和阻尼孔直径优化分析,发现改变阻尼槽的槽深可以有效减小压力冲击,槽深由0.55 mm降为0.35 mm时,背压可减小12.5%.

关键词:液压驱动;越野车辆;平衡阀;试验验证;AMESim仿真
中图分类号:TH137.5 **文献标志码**:A

Research on Influence of Balance Valve on Vehicle Hydraulic Drive System

CHEN Wei[1],FENG Jiyu[1],LIU Changyi[2†],TAN Peng[1†],ZHAO Qingbo[3]
(1. School of Mechanical and Aerospace Engineering, Jilin University,Changchun 130022,China;
2. Key Laboratory of Bionic Engineering (Ministry of Education), Jilin University,Changchun 130022,China;
3. FAW-VW Automobile Co. , Ltd. , Changchun 130011,China)

Abstract: To improve the safety and stability of the wheeled off-road vehicles, the impact of the key element balance valve in the drive system on the performance of the off-road vehicles hydraulic driving system is studied. The hydraulic driving system of the off-road vehicle is taken as an example to establish the theoretical analysis model of the balance valve. By means of establishing the hydraulic drive system model of the off-road vehicle through AMESim software, the pressure and speed of the pump,hydraulic motor, and balance valve in the drive system under flat road driving conditions and downhill driving conditions are analyzed. The correctness of the simulation model is verified through experiments. The results indicate that the balance valve has the functions of balancing negative loads, preventing insufficient fuel supply and hydraulic motor stalls under downhill conditions. In order to improve the shock in the downhill process, damping groove depth and orifice diameter at the control end of the balance valve

* **收稿日期**:2021-06-28
基金项目:国家重点研发计划资助项目(2018YFB2000902), National Key Research and Development Program of China(2018YFB2000902)
作者简介:陈伟(1979—),男,吉林长春人,吉林大学副教授,博士
† 通信联系人,E-mail: Liuchangyi@jlu.edu.cn;tanpeng19@mails.jlu.edu.cn

spool are optimized. Through the analysis results, it is found that changing the damping groove depth can effectively reduce the pressure shock, and when the groove depth is reduced from 0.55 mm to 0.35 mm, the back pressure can be reduced by 12.5%. The theoretical model and simulation model provides a reliable basis for the further optimization of the hydraulic driving system of the off-road vehicle.

Key words: hydraulic drives; off-road vehicles; balance valve; experimental verification; AMESim simulation

液压驱动技术因其良好的无级调速特性和布局灵活方便的特征,相比纯机械、液力-机械及电传动方式有独特的优势,近年来,在工程车辆传动系统中得到了广泛应用[1-3].

目前,平衡阀广泛应用于工程机械等重型设备的液压系统中,主要功能是提供背压以平衡负载,另外还有减少冲击,避免负载下降时油缸或液压马达内部产生气穴等作用[4]. 车辆行走液压驱动系统也有采用平衡阀回路技术[5-6]来防止下坡时超速等;适用于该工况的平衡阀种类包括布赫的Cindy型、林德的CBV型以及力士乐的BVD型等[7-8]. 文献[9-10]给出了全液压制动系统的元件及其参数的确定方法,同时研究了平衡阀阻尼孔、阀芯锥度等参数对液压马达制动效果的影响,并通过调节最主要影响参数改善了平衡阀的工作稳定性,从而提高了液压马达制动效果维持的时间. 然而,关于平衡阀回路的研究工作,多集中在具有回转或升降作用的平衡阀-液压马达回路,如起重机回转和卷扬系统[11-13];以及其他具有升降作用的平衡阀-立置油缸回路,如起重机变幅系统和采煤机升降系统等[14-16]. 重点通过优化平衡阀参数以提高系统的稳定性和改善系统性能,包括阀芯面积梯度、弹簧预紧力、平衡阀与油缸或者液压马达连接腔的体积及控制端阻尼等[17-19]. 文献[20]通过对液压马达的平衡阀进行定性分析,找出了导致起重机作业抖动的原因并进行了相应的改进. 文献[21-22]针对卷扬下放过程中液压马达和平衡阀产生的制动能量损耗,通过对比多种能量回收形式以及系统结构,采用了一种并联机械联结的电气回收方式,通过实验给出了多种工况下的能量回收率. 但关于平衡阀对车辆液压驱动系统性能的影响研究较少.

本文以某越野车的液压驱动系统中力士乐BVD平衡阀为研究对象,基于驱动系统和平衡阀的结构和理论分析,建立平衡阀及液压驱动系统仿真模型,对不同工况下平衡阀对驱动系统的动态特性进行分析,并通过样车试验进行验证. 采用理论、仿真及实验相结合的方法,研究了平衡阀对液压驱动系统性能的影响,并对系统存在的冲击问题进行优化分析,为液压驱动系统的性能进一步提高提供了可靠的理论依据.

1　液压驱动系统及平衡阀工作原理

1.1　液压驱动系统原理

某越野车液压驱动系统采用阀控液压马达形式,其组成原理如图1所示.

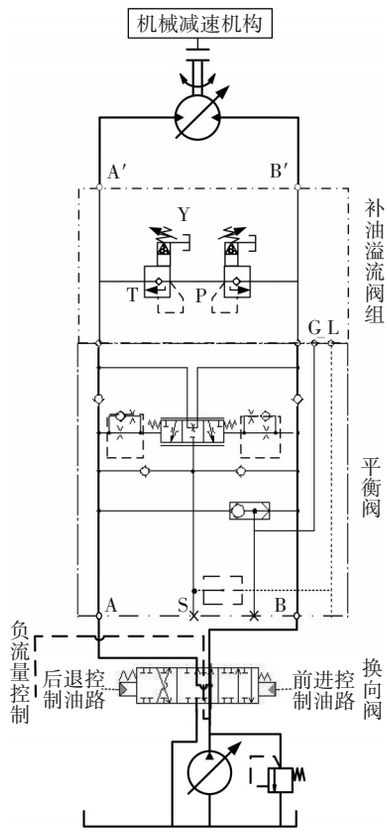


图1　某型越野车辆液压驱动系统原理

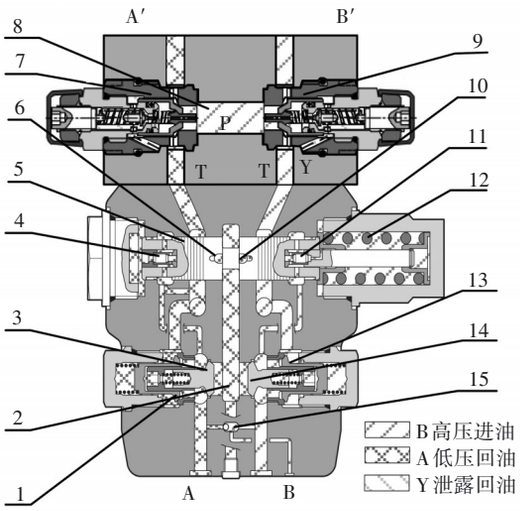
Fig.1　The principle of hydraulic driving system of a certain type of off-road vehicle

行走变量泵采用负流量控制,通过定节流孔和溢流阀组成的压力检测单元将压力反馈给变量泵排量控制机构,调节变量泵的排量[23].行走液压马达采用力士乐HA2型高压自动变量的A6VM柱塞液压马达,初始时处于小排量,由于自动变量点压力设定值较高,故分析时将其近似为小排量的定量液压马达.

车辆行驶时,先导手柄控制比例换向阀换向实现车辆前进和后退,通过脚踏阀动作实现先导压力数值大小的控制,以此作为输入信号通过换向阀阀口开度调节液压马达流量,最终实现车速的有效控制.

1.2 平衡阀工作原理

平衡阀结构组成如图2所示,A′、B′口接变量液压马达.其中,补油溢流阀7和9为行走制动组件,主要作用是防止行走制动时因惯性负载导致的管路压力突然增高而引发爆管现象.



1、13—闭锁单向阀;2、8—通道;3、14—补油单向阀;
4—左单向节流阀;5—主阀芯;6、10—节流槽;
7、9—补油溢流阀;11—右单向节流阀;12—弹簧;15—梭阀.

图2 平衡阀基本结构和原理

Fig.2 Basic structure and principle of balance valve

平路工况:油液经过闭锁单向阀13至B′口与液压马达进油口相通.控制油液通过右单向节流阀11后作用于主阀芯5右端面,使其向左移动,使A′口与通道2连通,液压马达回油经左节流槽6回油箱.

下坡工况:下坡高速行走时,由于液压马达转速的瞬时增大导致系统供油不足,液压马达进油口处压力随之下降使得主阀芯右移,液压马达回油口与油道不通,因此,液压马达转速因油液只能通过主阀芯的阻尼孔流动得以限制.此时,当泵输出压力油再次进入高压进油口时,主阀芯左移使得液压马达按照油泵的实际供油量工作.

启动制动工况:车辆启动时,系统油液需先经过右单向节流阀11到达主阀芯5右端面,克服弹簧力打开主阀芯节流槽6;制动时,主阀芯节流槽6在关闭过程中,油液在弹簧力的作用下需先通过右单向节流阀11流出,因此避免了主阀在开启关闭过程中系统压力突然变化而出现的冲击现象.

分析说明:平衡阀下坡时可以避免由于转速过大而造成的液压马达供油不足,且车辆启动或制动时可以削减液压马达压力出现峰值.

2 系统数学模型

为了简化数学模型,只对BVD平衡阀主体部分进行分析,其简图如图3所示.

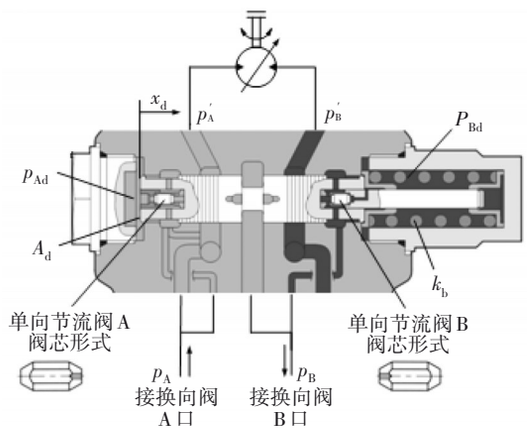


图3 平衡阀主体部分简图

Fig.3 Schematic diagram of the main part of the balance valve

阀芯动力学平衡方程为:

$$\left(p_{Ad}-p_{Bd}\right)A_d=m_d\ddot{x}_d+f_d\dot{x}+k_dx_d \tag{1}$$

式中:p_{Ad}为阀芯左端面先导压力;p_{Bd}为阀芯右端面先导压力;A_d为阀芯左右两端先导压力作用面积;m_d为阀芯及弹簧组件质量;f_d为阀芯黏性阻尼系数;k_d为阀芯控制弹簧刚度;x_d为阀芯位移.

阀口流量压力方程为:

$$Q'_{Lm}=C_d\omega_dx_d\sqrt{2\left(p_L-p'_L\right)/\rho} \tag{2}$$

式中:Q'_{Lm}为平衡阀负载流量;C_d为流量系数;ω_d为阀芯阀口面积梯度;p'_L为液压马达负载压力(液压马达出油口压力);p_L为换向阀负载压力(平衡阀回油压力);ρ为油液密度.

阀芯开启时流量压力方程为:

$$Q_1=Sy_0^3\left(p_A-p_{Ad}\right) \tag{3}$$

式中：S 为间隙型阻尼流量系数，$S = b/12\eta l$，b 为间隙宽度，l 为间隙长度；y_0 为间隙高度；η 为液体黏度.

阀芯关闭时流量压力方程为[24]：

$$Q_2 = \left(Sy_0^3 + A_s/128ul_1\right)\left(p_{Bd} - p_B\right) \tag{4}$$

式中：A_s 为三角形断面面积，$A_s = \sqrt{3}\,h^2/6$，h 为节流槽槽深；l_1 为节流槽槽长；u 为油液动力黏度.

忽略阀芯左端面腔及右端面腔的油液泄漏和压缩性，则有

$$Q_1 = Q_2 = A_d\dot{x}_d \tag{5}$$

$$p_{Ad} - p_{Bd} = p_A - p_B - KA_d\dot{x}_d \tag{6}$$

式中：$K = \left(1/Sy_0^3 - 1/(Sy_0^3 + A_s/128ul_1)\right)$.

换向阀负载流量与平衡阀负载流量关系为：

$$Q_L(s) = Q_{Lm}(s) \tag{7}$$

液压马达流量连续性方程为：

$$Q_{Lm} = q_m\dot{\theta}_m + V_{tm}\dot{p}_L'/4E \tag{8}$$

式中：q_m 为液压马达排量；θ_m 为液压马达输出轴转角；V_{tm} 为液压马达内腔容积；E 为油液体积模量；s 为复数域的变量.

液压马达力矩平衡方程为：

$$p_L'q_m = J_L\ddot{\theta}_m + B_m\dot{\theta}_m + T_L \tag{9}$$

式中：J_L 为等效转动惯量；B_m 为等效黏性阻尼系数；T_L 为负载力矩.

对式(1)~式(9)整理化简如下：

$$\frac{\theta_m(s)}{p_L(s)} = \frac{k_{qd}A_d/m_dq_m}{s\left(s^2 + 2\xi_dw_ds + w_d^2\right)\left(\dfrac{s^2}{w_{mh}^2} + \dfrac{2\xi_{mh}}{w_{mh}}s + 1\right)} \tag{10}$$

式中：w_d 为阀芯固有频率，$w_d = \sqrt{k_d/m_d}$；w_{mh} 为液压固有频率，$w_{mh} = \sqrt{4Eq_m^2/V_{tm}J_L}$；$\xi_d$ 为阀芯阻尼比，$\xi_d = \left(f_d + KA_d^2\right)/2\sqrt{m_dk_d}$；$f_d$ 为阀芯黏性阻尼系数；m_d 为阀芯及弹簧组件质量；k_d 为阀芯控制弹簧刚度；ξ_{mh} 为液压阻尼比，$\xi_{mh} = \dfrac{K_{ce}}{2q_m}\sqrt{\dfrac{EJ_L}{V_{tm}}} + \dfrac{B_m}{4q_m}\sqrt{\dfrac{V_{tm}}{EJ_L}}$，$K_{ce}$ 为总的流量压力系数.

由式(10)可以看出，增益常数 k_{qd}/q_m 主要与流量增益相关[25]. 由于阀芯阻尼比 ξ_d 的大小对伺服系统的瞬态响应有着较大影响，为了实现较理想的瞬态响应，可改变平衡阀中节流阀的结构参数 K 值，从而提高阀芯阻尼比 ξ_d.

3 仿　真

3.1 仿真模型建立

利用传递函数法对液压驱动系统关键元件平衡阀进行数学模型推导的过程中，由于其结构复杂，在一定程度上对模型进行简化，同时系统中存在大量的非线性环节，因此难以获得精确的系统性能. 为了对液压驱动系统的动态特性进行深入研究，利用 AMESim 的信号库、HD 库、HCD 库及机械库搭建了如图 4 所示的某越野车辆的液压驱动系统模型. 模型主要参数设置如表 1 所示.

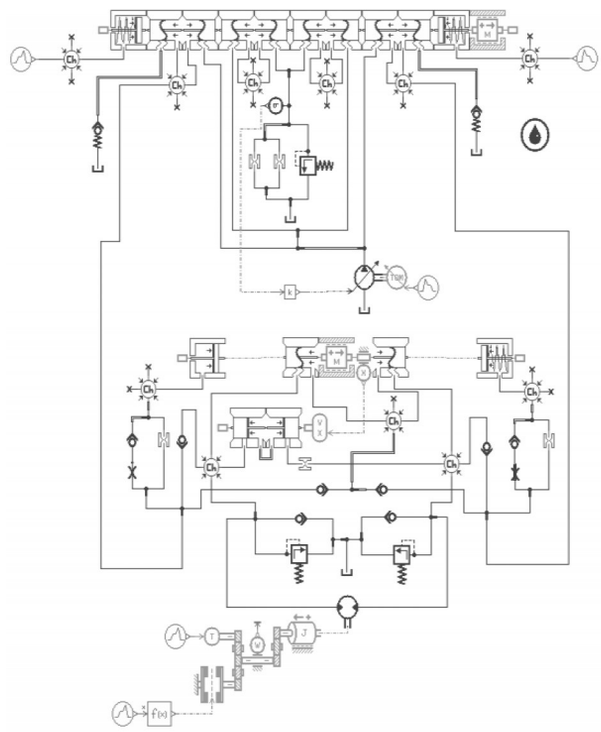


图 4　液压驱动系统模型

Fig.4　Hydraulic driving system model

表 1　系统主要参数

Tab.1　Main parameters of the system

参数名称	数值
变量泵最大排量/(mL·r^{-1})	80×2
变量泵额定压力/MPa	34.3
变量液压马达最大排量/(mL·r^{-1})	107
变量液压马达额定压力/MPa	35
主换向阀公称流量/(L·min^{-1})	250
平衡阀公称流量/(L·min^{-1})	320
平衡阀开启压力/MPa	0.7~3.0

3.2 驱动系统仿真分析

3.2.1 平路行驶工况

车辆在平路工况行走时,载荷近似恒定,经理论计算,设定仿真负载为8 kN,此时驱动系统各部分压力曲线如图5所示.

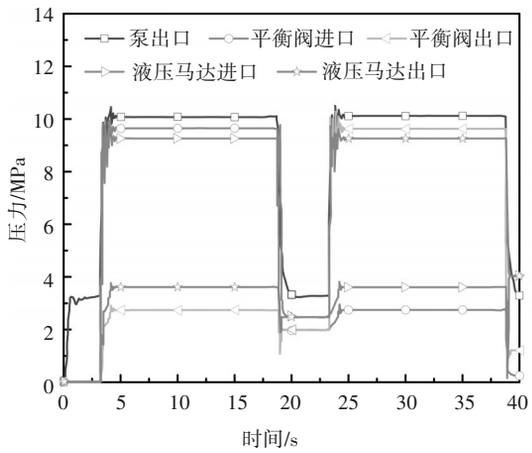


图5 恒定载荷时压力曲线

Fig.5 Pressure curve at constant load

由图5可知,在0~3.2 s时,车辆处于待机阶段;在3.2~19 s时,车辆前进行驶,变量泵最大超调压力10.5 MPa,1 s后稳定在10.0 MPa左右,泵出口、平衡阀进口与液压马达进口的压力变化走势相同,分别稳定在10.0 MPa、9.6 MPa、9.3 MPa左右;平衡阀出口与液压马达出口压力随对应进口压力的震荡而波动并最终分别稳定在2.8 MPa、3.6 MPa附近;在20~42 s时,车辆待机运行及后退行驶,因负载一致,故变化规律与前进行驶时一致.

由仿真结果可得,平路行驶工况,油液经平衡阀进入液压马达的压力损失约为0.3 MPa;油液经平衡阀流出液压马达的压力损失约为0.8 MPa. 此时平衡阀相当于一个通路,对系统压力变化影响不大.

3.2.2 下坡行驶工况

为验证平衡阀能否有效平衡负载. 设置工况:0~3 s,待机阶段;3~6 s,平路阶段;6~10 s坡道驶入阶段,其中6~8 s时载荷下降较为平缓,8~10 s时载荷较之前下降迅速;10 s后完全进入坡道行驶,比例换向阀只在平路行驶和车辆驶入下坡坡道过程中打开,进入坡道后关闭.

坡路工况各处压力如图6所示,进入坡道时,泵出口和液压马达进口压力由于负载的变化迅速下降,后由于负载突变及惯性载荷引起泵出口和液压马达进口压力阶跃上升,此后当负载变化恒定时其压力逐步稳定下降,液压马达出口压力随着车辆进入坡道缓慢增加并在坡道末端呈现剧烈震荡上行趋势;完全进入坡道时,比例换向阀处于中位,泵处于卸荷状态,由于路况改变液压元件的动作,此时液压马达出口压力峰值达到42 MPa后迅速降低直至趋于稳定,进口压力迅速降为0.05 MPa;车辆停止时,液压马达高低压油口通过平衡阀中位时的阀芯节流孔相通,稳定后保持在13.2 MPa.

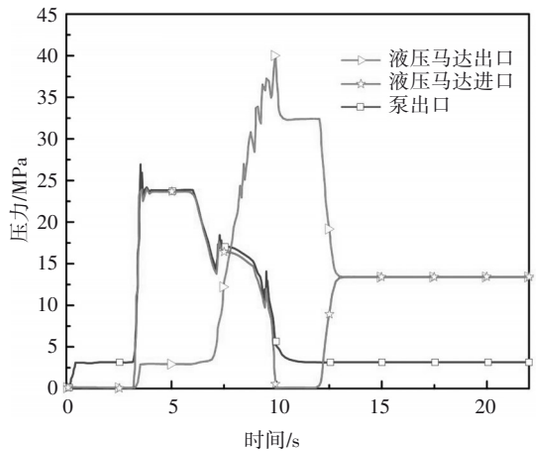


图6 坡路工况各处压力

Fig.6 All the pressure under slope conditions

坡路工况液压马达转速如图7所示,可以看出,车辆进入平路行驶阶段时,液压马达转速呈现迅速阶跃上升,在微小波动后维持转速稳定;车辆初始进入下坡过程时,随着载荷的迅速降低,液压马达进口压力降低,转速迅速上升,后因载荷下降变缓及惯性载荷的作用,液压马达转速突降,随后因负载的稳定变化液压马达转速稳定上升;坡道工况后期,车辆完全处于其中,比例换向阀关闭,液压马达转速瞬时陡升,达到4 100 r/min左右,后由于泵卸荷,转速迅速减小到100 r/min后直至停车.

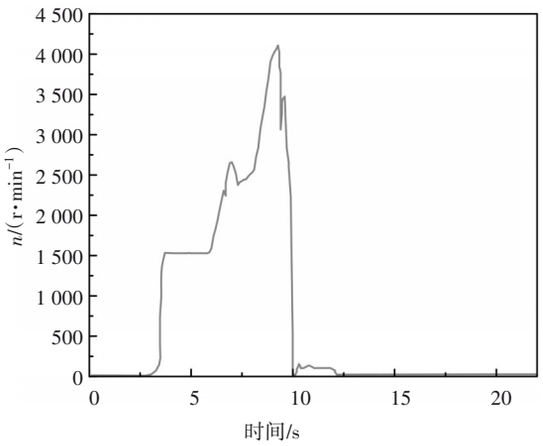


图7 坡路工况液压马达转速曲线

Fig.7 Hydraulic motor speed curve under slope conditions

仿真结果表明,平衡阀具有平衡负负载的功能,下坡行驶时,可以平衡车重,当系统载荷突然变小,液压马达进口压力的迅速下降在导致液压马达转速增加的过程中,平衡阀能够起到限制液压马达超速的作用.

4 试验研究

为验证理论及仿真分析的正确性,分别进行平路行驶和下坡行驶工况试验测试.行驶工况和驱动系统组成分别如图8和图9所示.

图8　行驶工况

Fig.8　Driving conditions

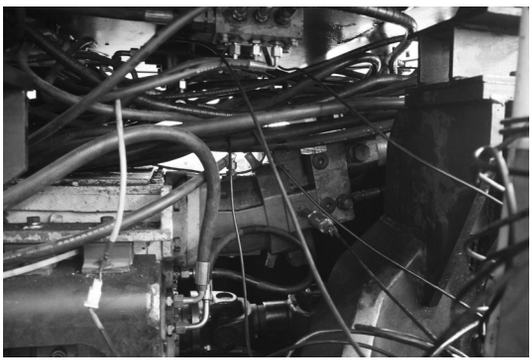


图9　驱动系统组成

Fig.9　Driving system composition

4.1 平路行驶工况

平路行驶工况系统各处压力测试曲线如图10所示.由图10可知,待机状态下泵压力稳定在4.7 MPa左右.向前行驶初始,各处压力剧烈波动且其值达到最大,稳定行驶后,泵、平衡阀及液压马达的各处压力保持水平恒定不变;倒退与向前行驶系统压力趋势一致.

试验结果表明,平路行驶时,平衡阀仅相当于通路的作用.通过图10所示的系统中各处压力曲线可以看出,平衡阀与液压马达进口压力差和液压马达与平衡阀出口压力差分别为4.0 MPa和2.7 MPa;试验发现节流损失主要在平衡阀与液压马达之间,通过初步分析认为可能是平衡阀内部节流或液压马达与平衡阀之间的连接阀块设计或制造存在问题.为探究真实原因,将平衡阀拆除进行试验,发现节流损失虽有减少,但压力损失仍然较大,进一步分析发现是自制阀块内部流道设计制造问题.

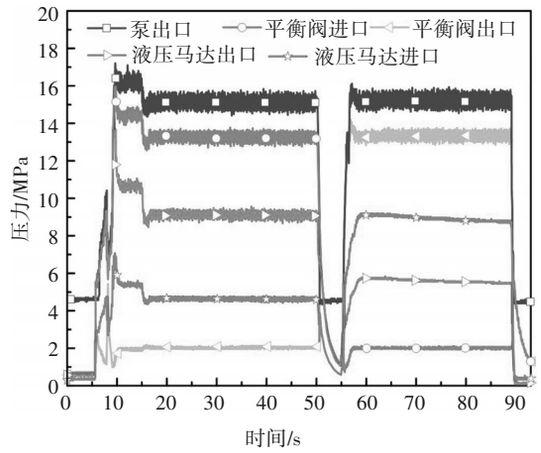


图10　平路行驶工况系统各处压力曲线

Fig.10　Pressure curves of the system under flat road conditions

4.2 下坡行驶工况

下坡行驶工况测试时,车辆先迅速加速至最大速度后保持该速度进入坡道行驶,此时驾驶员松开脚踏阀,测得系统各点压力曲线如图11所示.

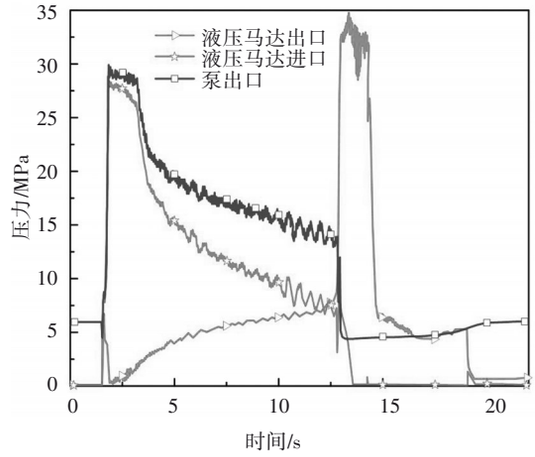


图11　下坡行驶工况系统各处压力曲线

Fig.11　Pressure curves of the system under downhill driving conditions

由图11可知,待机时泵的初始压力为6.0 MPa,刚进入坡路时,液压马达进口与泵出口压力缓慢下降,当车辆完全驶入坡道时,由于重力因素影响,液

压马达转速迅速增加导致泵出口压力迅速降低,此时泵出口与液压马达进口压差增大,液压马达进出口压差减少且产生背压;在13 s后,液压马达出口压力迅速陡增至34.0 MPa左右,泵出口压力突降为4.5 MPa左右,液压马达进口压力逐渐减小为0;此时平衡阀处于关闭状态,车辆通过依靠平衡阀阻尼孔节流维持缓慢行驶状态.实验结果表明,平衡阀在车辆下坡状态时产生的背压可以实现有效平衡负负载,达到防止液压马达失速车辆超速行驶的目的.

对比仿真与试验结果,在平路行驶工况,系统压力响应趋势相同,区别在于试验时由于阀块的设计制造问题导致系统压力损失较大.对比下坡行驶工况的仿真与试验值可以看出,相较于仿真模型泵出口与液压马达进口压力近似相同的理想状态,试验时泵出口与液压马达进口压力相差约为2.0 MPa,这与平路行驶工况下因连接阀块产生的压力损失接近.仿真与试验结果均表明,平衡阀具有平衡负负载、限速、防止供油不足等作用,同时系统在下坡行驶工况时,均出现较大的压力冲击(回油腔压力较高).

4.3 优化分析

平衡阀在平路行驶过程中相当于一个通路的作用,改变平衡阀参数对平路稳态行驶过程影响较小,对系统压力影响不大.由数学模型可知,下坡行驶工况时,系统冲击主要受平衡阀阀芯关闭速度及中位阻尼孔直径影响,也就是数学模型中K值,其直接决定阀芯关闭速度.因此,接下来将通过改变与K值相关的平衡阀中等边三角形节流槽槽深h及中位阻尼孔直径d进行仿真.

样机系统中平衡阀阀芯槽深为0.55 mm,阀芯中位阻尼孔直径为1.6 mm,此时最大背压(系统回油压力)为40 MPa左右.为减小下坡行驶过程中的冲击,应尽可能减小平衡阀的超调量,由于超调量与阻尼比呈负相关,通过阀芯阻尼比ξ_d公式、K值公式和三角形断面面积A_s公式推导可知,h与ξ_d呈正相关,即h增加会导致阀芯阻尼比增大,提高响应速度,同时响应冲击也增大.因此,只能在满足系统响应速度的前提下减小h值.阻尼孔直径不变,对槽深h进行批处理,分别设置为0.35 mm、0.45 mm、0.55 mm. 下坡行驶工况时,液压马达背压如图12所示.槽深不变,对阻尼孔直径进行批处理,分别设置为1.2 mm、1.6 mm、2.0 mm,液压马达背压如图13所示.

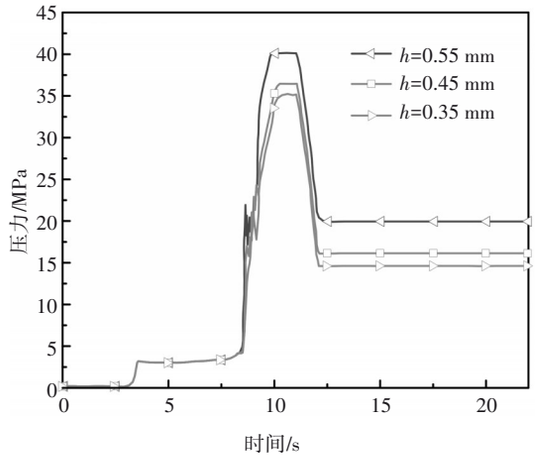


图12 不同节流槽槽深时的液压马达背压

Fig.12 Hydraulic motor back pressure at different throttle groove depth

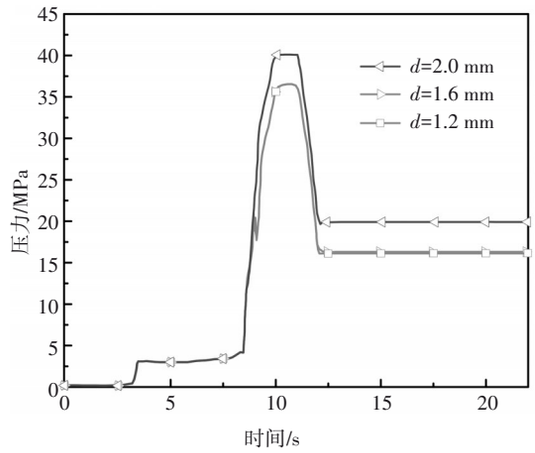


图13 不同阻尼孔直径时的液压马达背压

Fig.13 Hydraulic motor back pressure with different orifice diameters

平路行驶工况与下坡行驶工况已验证了仿真模型的正确性.从图13可以看出,在阻尼孔直径d从1.6 mm继续减小时,液压马达背压随着阻尼孔直径的减小变化非常微小,这是由于开口面积的变化和流动面积梯度太小,导致压力调节过程中没有显著变化.

根据式(4)可知,在平衡阀负载流量一定的情况下,减小h值,使得压差值增大,而先导压力不变,则会使得液压马达背压值减小.同理,根据小孔流量压力方程,在负载流量一定的情况下,改变阻尼孔的直径A,使得压差相应增大或减小,即液压马达背压相应增大或减小.由图12和图13曲线变化规律可知,调节平衡阀阀芯槽深h以及阻尼孔直径d后,液压马达背压的变化趋势跟理论一致.

由图12和图13对比可知,在下坡行驶工况中,当槽深由0.55 mm减小为0.35 mm时,背压由40 MPa降为35 MPa,减小了12.5%.可看出,增大阻尼孔直径反而造成了背压上升,减小阻尼孔直径对缓解冲击并无明显作用.因此,减小冲击最有效的措施就是减小阀芯开口处三角形节流槽槽深h.

5 结　论

本文通过对平衡阀理论分析、仿真分析及实验验证,分析了平衡阀对液压驱动系统动态特性的影响,并针对下坡行驶工况的系统冲击与背压进行了优化分析,得出如下主要结论.

1)对采用平衡阀的液压行走驱动系统进行了详细的分析研究,建立了平衡阀与液压马达负载理论模型,理论分析结果表明,增益常数k_{qd}/q_m主要与流量增益相关.为实现较为理想的瞬态响应,通过改变平衡阀中节流阀的结构参数K值从而提高了阻尼比ξ_d.

2)在AMESim中对各行驶路况进行动态仿真分析并进行整车试验对比发现,车辆在平坦路面正常行驶时,平衡阀只是起到一个通路作用,不会对驱动系统有任何干扰,下坡行驶工况时,平衡阀可平衡负负载,防止车辆失速,亦可减小系统压力冲击等.

3)为减小车辆下坡行驶过程的系统冲击与背压,对平衡阀阀芯控制端三角形阻尼槽槽深以及阻尼孔参数进行优化对比.结果表明,改变阻尼孔直径对冲击效果弱化并无明显效果,反而会随着阻尼孔直径的增加导致背压的增大;改变平衡阀阀芯控制端三角阻尼槽槽深对减小冲击效果更佳,当槽深由0.55 mm降为0.35 mm时,背压减小12.5%.

参考文献

[1] 宁悦. 双铰接轮式越野工程车辆机液复合驱动系统研究[D]. 长春:吉林大学,2014:6-12.
NING Y. Research on mechanical-hydraulic compound drive system of a double-articulated wheeled off-road vehicle[D]. Changchun:Jilin University,2014:6-12.(In Chinese)

[2] 赵庆波. 具有2自由度铰接车体的越野车辆液压驱动系统动态特性研究[D]. 长春:吉林大学,2013.
ZHAO Q B. Research on hydraulic drive system's dynamic characteristics for an off-road vehicle with 2-dof articulated body[D]. Changchun:Jilin University,2013.(In Chinese)

[3] 曾小华,刘持林,李文远,等. 液压混动系统泵排量控制研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2019,46(4):25-33.
ZENG X H,LIU C L,LI W Y,*et al*. Research on pump displacement control of hydraulic hybrid system[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences),2019,46(4):25-33.(In Chinese)

[4] 李鄂民. 超越负载的液压平衡方法[J]. 机床与液压,2005,33(12):102-103.
LI E M. The method of hydraulic balance for over-running load[J]. Machine Tool & Hydraulics,2005,33(12):102-103.(In Chinese)

[5] SORENSEN J K,HANSEN M R,EBBESEN M K. Novel concept for stabilizing a hydraulic circuit containing counterbalance valve and pressure compensated flow supply[J]. International Journal of Fluid Power,2016,17(3):153-162.

[6] KOZLOV L. Experimental research characteristics of counterbalance valve for hydraulic drive control system of mobile machine[J]. Przegląd Elektrotechniczny,2019,1(4):106-111.

[7] 包恩秉. 闭式回路液压泵和液压马达飞轮试验台自动控制系统[J]. 流体传动与控制,2012(4):49-50.
BAO E B. Flywheel test automatic control system for closed-loop hydraulic pumps and hydraulic motors[J]. Fluid Power Transmission & Control,2012(4):49-50.(In Chinese)

[8] 王长江. 博世力士乐行走机械液压电子控制技术[J]. 建筑机械,2002(11):15.
WANG C J. Bosch Rexroth mobile machinery hydraulic electronic control technology[J]. Construction Machinery,2002(11):15.(In Chinese)

[9] 汤何胜,闫耀保,杜广杰. 带平衡阀的挖掘机行走马达液压制动特性[J]. 吉林大学学报(工学版),2014,44(3):680-685.
TANG H S,YIN Y B,DU G J. Hydraulic braking characteristic of traveling motor for excavator with a balance valve[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition),2014,44(3):680-685.(In Chinese)

[10] 瞿爱琴,王同建,宁悦. 行走机械全液压制动系统的设计[J]. 吉林大学学报(工学版),2002,32(3):70-72.
QU A Q,WANG T J,NING Y. Design of mobile hydraulic braking system[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition),2002,32(3):70-72.(In Chinese)

[11] 陈晋市,刘昕晖,王同建,等. 平衡阀对起重机起升系统抖动现象的影响因素[J]. 中国工程机械学报,2010,8(1):46-50.
CHEN J S,LIU X H,WANG T J,*et al*. Effects of balancing valves on shaking from crane lifting systems[J]. Chinese Journal of Construction Machinery,2010,8(1):46-50.(In Chinese)

[12] 龚文. 对起重机械液压系统中平衡阀的探讨[J]. 中国特种设备安全,2020,36(8):69-71.
GONG W. Discussion on counterbalance valve in hydraulic sys-

tem of crane[J]. China Special Equipment Safety,2020,36(8):69-71.(In Chinese)

[13] NORDHAMMER P A, BAK M K, HANSEN M. Controlling the slewing motion of hydraulically actuated cranes using sequential activation of counterbalance Valves[C]//International Conference on Control. Jeju Island,South Korea:IEEE,2012:773-778

[14] ZHAO L, LIU X H, WANG T J. Influence of counterbalance valve parameters on stability of the crane lifting system[C]//2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. August 4-7,2010,Xi'an,China:IEEE,2010:1010-1014.

[15] XIE H B, WANG C Z, YANG H Y, *et al*. Research on the anti-impact characteristic of hydraulic luffing system on mobile crane [C]//2010 International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering. Wuhan,China:IEEE,2010:5584-5588.

[16] 崔锐,李娟. 平衡阀在采煤机液压系统中的使用[J]. 机械工程师,2012(9):89.
CUI R,LI J. The use of balance valve in shearer hydraulic system [J]. Mechanical Engineer,2012(9):89.(In Chinese)

[17] MIYAKAWA S. Stability of a hydraulic circuit with a counter-balance valve[J]. Bulletin of JSME,1978,21(162):1750-1756.

[18] 赵美卿,王栋. 平衡阀对掘进机液压平衡回路稳定性的影响研究[J]. 机床与液压,2017,45(1):150-155.
ZHAO M Q,WANG D. Study in stability of hydraulic balance circuit in road header by counterbalance valve[J]. Machine Tool & Hydraulics,2017,45(1):150-155.(In Chinese)

[19] 石和村,姚平喜. 一种新原理液压平衡阀的性能分析[J]. 液压与气动,2020(7):87-93.
SHI H C,YAO P X. Performance analysis of a new principle hydraulic balancing valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020(7):87-93.(In Chinese)

[20] 叶俊峰,彭继文,朱安宁,等. 起重机提升平衡阀的研究分析[J]. 液压气动与密封,2019,39(10):82-84.
YE J F,PENG J W,ZHU A N,*et al*. Study and analysis of crane hoisting balance valve[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals,2019, 39(10):82-84.(In Chinese)

[21] 贺继林,陈毅龙,吴钪,等. 起重机卷扬系统能量流动分析及势能回收系统实验[J]. 吉林大学学报(工学版),2018,48(4):1106-1113.
HE J L,CHEN Y L,WU K,*et al*. Energy flow analysis of crane hoisting system and experiment of potential energy recovery system [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition),2018,48(4):1106-1113.(In Chinese)

[22] RITELLI G F,VACCA A. Energetic and dynamic impact of counterbalance valves in fluid power machines[J]. Energy Conversion and Management,2013,76:701-711.

[23] 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,2003,31(4):232-233.
LI F,MA C L. Research on simulation and parameters optimization of dynamic characteristics of counterbalance valve[J]. Machine Tool & Hydraulics,2003,31(4):232-233.(In Chinese)

[24] 巴克. 液压阻力回路系统学[M]. 北京:机械工业出版社,1980:110-134.
Buck. Hydraulic resistance circuit system [M]. Beijing: China Machine Press,1980:110-134.

[25] 高峰,潘双夏. 负流量控制模型与试验研究[J]. 机械工程学报,2005,41(7):107-111.
GAO F,PAN S X. Experimental study on model of negative control of hydraulic system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2005,41(7):107-111.(In Chinese)