

液压制动系统蓄能器充液特性研究*

郭锐^{1,2} 唱荣蕾¹ 赵静一¹ 布丹¹ 李小刚³

(1.燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制重点实验室,秦皇岛 066004; 2.江苏天明机械集团有限公司,连云港 222000;

3.燕山大学先进锻压成型技术与科学教育部重点实验室,秦皇岛 066004)

摘要:蓄能器充液特性对全液压制动系统安全可靠具有重要作用,对某全液压制动系统的充液特性及其关键结构元件——优先卸荷阀特性进行研究。在制动系统蓄能器充液过程中,对优先卸荷阀及其所组成系统机理进行分析,建立优先卸荷阀数学模型,搭建充液系统仿真和试验平台,对蓄能器充液系统动态特性进行研究,给出充液压力、流量和时间等参数的变化规律,揭示优先卸荷阀对蓄能器充液响应特性的影响规律。研究表明,所设计的优先卸荷阀回路满足蓄能器充液特性要求。

关键词:全液压制动系统 蓄能器 充液特性 优先卸荷阀 动态特性

中图分类号: TH137.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)07-0007-06

引言

全液压制动系统由液压泵向蓄能器充液,蓄能器作为制动过程的直接动力源为制动提供高压制动油液。目前国内外对液压制动系统的研究主要集中在以下方面:研究电液制动系统的算法和结构,设计符合系统自身的控制策略,提高制动性能^[1-5];采用数学方法对液压系统进行故障诊断,评估系统的可靠性^[6];对电液系统或相关电磁阀的工作特性、动态特性分析,验证电液制动系统在工程实践中是否满足要求^[7-10];利用数学算法和仿真手段,对液压系统中的蓄能器进行分析和优化^[11-12];在蓄能器充液领域,林慕义等对全液压制动系统充液阀的充液特性进行了深入研究^[13-14],陈晋市等则对充液阀特性进行仿真分析^[15]。与充液阀研究相比,本文以优先卸荷阀为关键元件建立全液压制动系统的充液回路,利用优先卸荷阀控制蓄能器充液。从充液机理入手,分析优先卸荷阀特性对蓄能器充液响应和系统动态特性的影响,以丰富蓄能器充液理论。

1 液压制动充液原理

某电液制动系统采用双回路全液压制动系统,即制动系统对前、后桥单独进行制动。原理如图1所示,充液油从负载敏感泵1流经单向阀2、节流阀3、单向阀4到达蓄能器7;卸荷回路由泵1开始,流经单向阀2、节流阀3、卸荷阀5,流回油箱6。

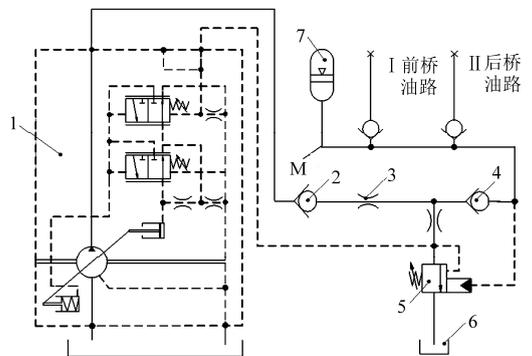


图1 蓄能器充液系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of the accumulator charging system

1. 负载敏感泵 2, 4. 单向阀 3. 节流阀 5. 优先卸荷阀 6. 油箱 7. 蓄能器

负载敏感泵为蓄能器充液,蓄能器的压力值由优先卸荷阀来控制,优先卸荷阀控制负载敏感泵对蓄能器的充液压力。当蓄能器压力低于优先卸荷阀设定的下限值时,卸荷阀溢流部分关闭,泵的反馈信号建立,开始给蓄能器充液;当蓄能器充液压力达到优先卸荷阀设定的上限值时,卸荷阀溢流部分开启,负载敏感泵反馈信号切断,充液结束。

对充液回路进行研究,得到蓄能器流量、压力与时间关系方程

$$\begin{cases} q_c = -\frac{dV_a}{dt} \\ p_c = p_0 - \left(\frac{dv_a}{dt} \frac{1}{KA}\right)^{\frac{1}{m}} \end{cases} \quad (1)$$

收稿日期: 2014-01-07 修回日期: 2014-03-01

* 国家自然科学基金资助项目(51175448)、河北省自然科学基金资助项目(E2012203071)和河北省重点基础研究资助项目(12962147D)

作者简介: 郭锐,讲师,江苏天明机械集团有限公司博士后,主要从事机电液一体化系统创新设计研究, E-mail: guorui@ysu.edu.cn

式中 V_a ——蓄能器的气体体积
 q_c ——充液流量 p_c ——充液压力
 A ——整个回路等效节流口面积
 K ——整个回路等效节流系数
 p_0 ——泵出口压力
 m ——由节流口形状和结构决定的指数

由方程可知,在整个蓄能器充液回路确定的情况下,蓄能器的体积变化率 dV_a/dt 决定了充液的流量和压力。

2 优先卸荷阀回路特性

对优先卸荷阀进行数学建模,得到压力流量等参数对卸荷阀性能、充液系统的影响,以及卸荷阀各结构参数权重大小,为仿真建模及分析提供依据。

2.1 优先卸荷阀原理

优先卸荷阀的作用是控制蓄能器充液最高压力和最低压力,为螺纹插装结构,其内部结构如图2所示,其中控制级有公共的泄油通道L。

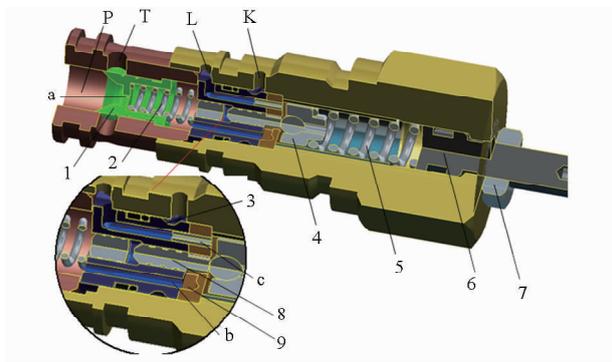


图2 优先卸荷阀内部结构图

Fig.2 Internal structure chart of the priority unloading valve

1. 主阀芯 2. 主阀复位弹簧 3. 转换级阀芯 4. 控制球阀
 5. 先导弹簧 6. 调节螺杆 7. 锁紧螺母 8. 先导柱塞 9. 先导阀座
 P—进油口 T—回油口 K—控制油口 L—泄油口
 a、b、c—阻尼孔

图2中油口P连接泵出口,油口K连接单向阀后的系统液压油(蓄能器压力),油口T接油箱,控制油路如图3所示。

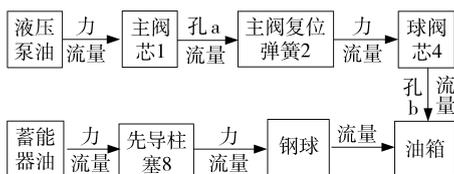


图3 充液系统原理框图

Fig.3 Block diagram of the filling system

液压泵油压力大于先导弹簧5的力时,主阀芯1喷嘴孔a两侧产生压差,克服主阀芯弹簧2的弹簧力使主阀芯1打开,液压油通过油口T溢流,同时液压泵的反馈液压油卸荷至油箱,液压泵卸载。

液压泵卸荷,蓄能器侧(单向阀4后)油压作用在控制级的先导柱塞8上,先导柱塞维持钢球离开阀座9,先导级保持导通状态,当蓄能器油压下降到一定程度时,在先导弹簧力作用下,先导控制球阀4关闭,主阀芯喷嘴孔a两侧由于无液压力流动,压差将为0,在主阀芯弹簧力的作用下,主阀芯1重新关闭,卸荷状态结束,充液开始。

2.2 优先卸荷阀回路数学分析

静态计算无法考虑节流管路、主阀芯质量等参数对充液特性的影响^[16],因此应建立反映系统真实工作的动态数学模型来分析充液过程工作特性。如图4所示,优先卸荷阀数学模型描述如下^[17]:

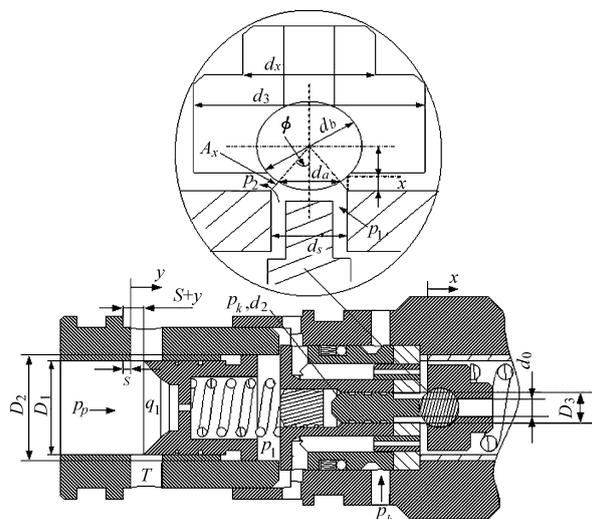


图4 优先卸荷阀结构图

Fig.4 Structure chart of the priority unloading valve

先导球阀阀口流量连续性方程

$$q_1 = \frac{V_1}{E} \frac{dp_1}{dt} + q_x \quad (2)$$

$$q_x = C_{d2} A_x \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho} \quad (3)$$

$$\begin{cases} A_x = \pi \left(\frac{d_s}{2} \right)^2 \frac{1}{\sin \varphi} - \pi \left(\frac{d_b}{2} \right)^2 \sin \varphi \\ \tan \varphi = \frac{\frac{d_s}{2}}{x + \sqrt{\left(\frac{d_b}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_s}{2} \right)^2}} \\ \frac{1}{\sin^2 \varphi} = 1 + \frac{1}{\tan^2 \varphi} \end{cases} \quad (4)$$

式中 q_1 ——流经主阀阻尼孔a的流量

V_1 ——先导阀前腔容积

E ——液压油体积弹性模量

p_1 ——先导阀进口压力

p_2 ——先导阀出口压力

q_x ——先导阀口流量

φ ——先导阀口射流角

C_{d2} ——先导球阀口流量系数

A_x ——先导阀口过流面积

d_s ——先导阀座孔径

d_b ——钢球直径

t ——先导阀口开启时间

x ——先导球阀位移, 阀口开启方向为正

先导球阀阀芯受力平衡方程

$$p_1 \pi d_a^2 / 4 + p_2 \pi (d_3^2 - d_a^2) - p_2 \pi d_x^2 = m \frac{d^2 x}{dt^2} + f_x \frac{dx}{dt} + K_2 (x_0 + x) + f_{jet} \quad (5)$$

$$d_a = \frac{d_b}{\sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \varphi}}} \quad (6)$$

$$f_{jet} = 2C_{d2} A_x (p_1 - p_2) \cos \varphi \quad (7)$$

式中 d_a ——先导球阀开启时的液压油作用直径
 m ——先导球阀当量质量, 等于球阀质量与 1/3 先导弹簧质量之和

p_2 ——先导阀出口压力

d_3 ——钢球支座直径

d_x ——钢球支座弹簧侧油压作用直径

f_x ——先导球阀阀芯运动粘性阻尼系数

K_2 ——先导弹簧刚度

x_0 ——先导弹簧预压缩量

f_{jet} ——先导阀开启时液动力, 因外流式, 故指向阀口关闭

主阀阀芯受力平衡方程

$$p_p A_1 - p_1 A_2 = M \frac{d^2 y}{dt^2} + f_y \frac{dy}{dt} + K_1 (y_0 + S + y) - 2C_{d1} \pi y p_p \cos \alpha \quad (8)$$

其中 $A_1 = \pi D_1^2 / 4$

$$A_2 = \pi d_2^2 / 4$$

式中 p_p ——主阀进口腔压力
 A_1 ——主阀阀芯进口腔油压作用面积
 A_2 ——主阀弹簧腔侧油压作用面积, 略大于 A_1
 C_{d2} ——主阀阀口流量系数
 M ——主阀芯当量质量, 主阀芯质量与 1/3 主阀复位弹簧质量之和

y ——主阀芯开口量

f_y ——主阀阀芯运动粘性阻尼系数

K_1 ——主阀弹簧刚度

y_0 ——主阀弹簧预压缩量

S ——完全关闭时主阀阀芯与阀体封油长度

α ——阀口射流角

C_{d1} ——主阀阀口流量系数

主阀阀口流量方程

$$q = q_1 + q_y + \frac{V_0}{E} \frac{dp_p}{dt} + A_1 \frac{dy}{dt} \quad (9)$$

$$q_y = C_{d1} \pi D_1 y \sqrt{\frac{2p_p}{\rho}} \quad (10)$$

式中 q ——进入主阀的流量

q_y ——主阀口流出的流量

V_0 ——主阀进口受控腔容积

主阀阻尼孔 a 流量方程

$$q_1 = \left(\frac{r_0^2 a_0^3}{196 \rho^2 \nu l_0} \right)^{1/3} (p_p - p_1)^{2/3} \quad (11)$$

其中 $a_0 = \pi r_0^2 / 4$

式中 r_0 ——固定阻尼孔 a 的直径

l_0 ——固定阻尼孔 a 的长度

a_0 ——固定阻尼孔 a 的断面面积

ν ——液压油运动粘度

泄漏阻尼孔 b 流量方程

$$q_2 = \left(\frac{r_1^2 a_1^3}{196 \rho^2 \nu l_1} \right)^{1/3} p_2^{2/3} \quad (12)$$

其中 $a_1 = \pi r_1^2 / 4$

式中 q_2 ——流经泄漏阻尼孔 b 的流量

r_1 ——固定阻尼孔 b 的直径

l_1 ——固定阻尼孔 b 的长度

a_1 ——固定阻尼孔 b 的断面面积

先导柱塞受力平衡方程

$$p_k \pi d_2^2 / 4 = p_1 \pi d_0^2 / 4 + F_x \quad (13)$$

式中 p_k ——控制油(蓄能器)作用在先导柱塞上压力

d_2 ——先导柱塞大端直径

d_0 ——先导柱塞小端直径

F_x ——先导阀座对先导柱塞作用力

由先导球阀阀芯受力平衡方程(5)和先导柱塞受力平衡方程(13)可知:蓄能器充液值上限值主要由优先卸荷阀先导弹簧的刚度 K_2 和预压缩量 x_0 决定;蓄能器充液下限值由先导柱塞大端直径平方 d_2^2 、小端直径平方 d_0^2 以及先导阀座对先导柱塞的作用力 F_x 决定。

3 充放液过程仿真

3.1 优先卸荷阀回路建模

仿真模型依据其设计结构及工作原理建立, 如图 5 所示。

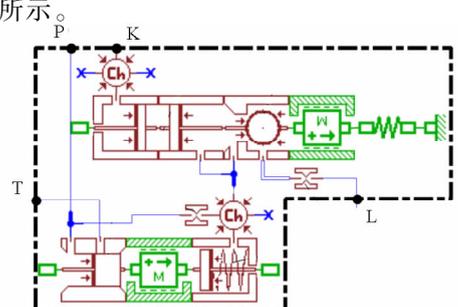


图 5 优先卸荷阀 HCD 模型

Fig. 5 HCD model of priority unloading valve

3.2 充液过程仿真分析

建立蓄能器充液系统仿真模型,对蓄能器充液过程进行仿真分析,模型如图6所示。将电磁换向阀信号值设置为0,负载敏感泵转速信号值设置为

875 r/min,调定优先卸荷阀和负载敏感泵等元件参数,仿真分析蓄能器充液压力变化和范围以及蓄能器充液速度和时间。

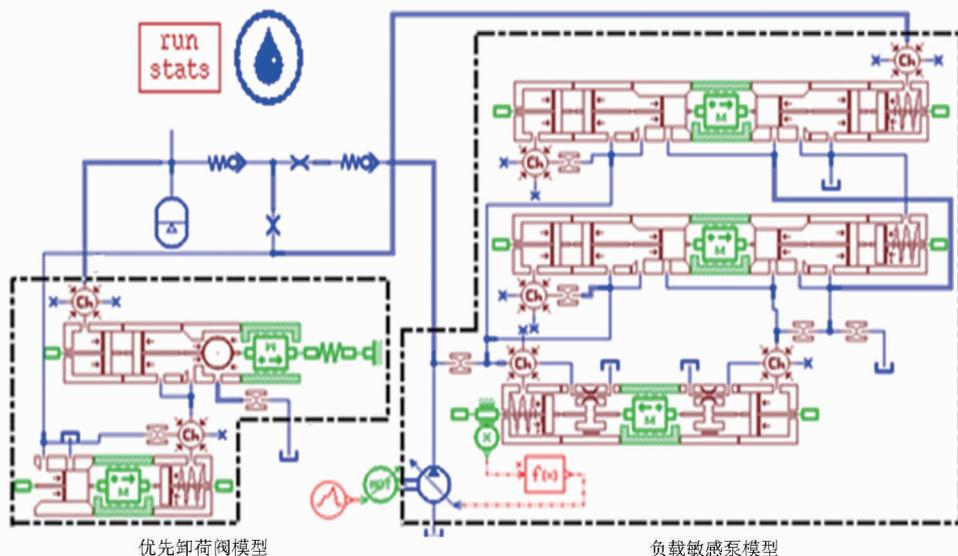


图6 蓄能器充液系统 AMESim 图

Fig.6 AMESim diagram of accumulator charging system

3.2.1 蓄能器充液压力变化、压力上限

设定系统仿真时间 20 s,仿真步长 0.05 s。蓄能器充液压力变化如图7所示,可以看出充液过程蓄能器压力平稳上升,当时间 $t = 15.3$ s 时达到上限值 19.5053 MPa,满足设计值 (19.5 ± 0.5) MPa。

充液过程中,优先卸荷阀控制蓄能器充液压力的上限值,图8(图7的局部放大图)所示为充液结束时的泵出口压力和蓄能器压力的变化曲线, $t = 15.45$ s 时,由于系统压力达到优先卸荷阀设定的上限值,负载敏感泵出口压力迅速下降至怠速压力 2 MPa,所用时间为 0.2 s,该时间即为泵的响应时间。

3.2.2 蓄能器充液压力下限

蓄能器充液完成后进行压力释放,当释放到某个值时泵重新给蓄能器充液,该值就是蓄能器充液的下限值。在图6基础上,将电磁换向阀接回油箱,阻尼孔径 2 mm,仿真时间 30 s,仿真步长 0.05 s,进行仿真运算,得到图9所示蓄能器充液完成后压力释放曲线。

充液完成后,在 $t = 16$ s 时,给出一个如图所示的压力释放信号,蓄能器压力开始逐渐降低,当 $t = 18.65$ s 时,蓄能器压力最低值约为 16 MPa,随后压力逐步上升。因此,仿真结果与理论设计值相吻合,验证了优先卸荷阀仿真模型建立的准确性。

3.2.3 蓄能器充液速度与时间

蓄能器充液过程需要在短时间完成,对充液速度要求很高。设计过程分配给制动系统的流量为

40 L/min,因此,整个液压制动系统分配的总流量要求为 (40 ± 5) L/min,从而确保整个液压系统的稳定运行。

系统仿真时间 16 s,负载敏感泵信号 875 r/min,

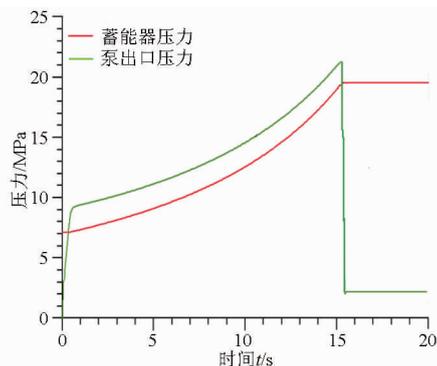


图7 蓄能器充液压力曲线

Fig.7 Accumulator charging pressure curve

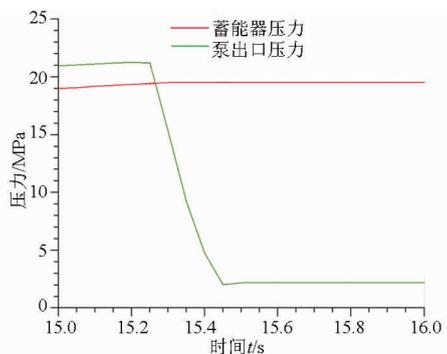


图8 充液结束压力变化曲线

Fig.8 End pressure curve of the charging

得到充液过程制动系统总流量曲线,如图 10 所示,充液过程中流量维持在 36 L/min,符合设计要求 (40 ± 5) L/min。

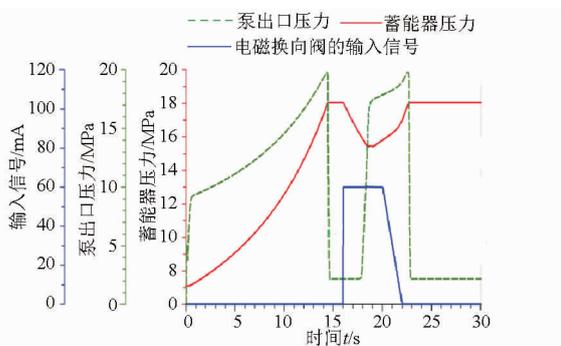


图 9 蓄能器充液完成后压力释放曲线

Fig. 9 Pressure release curve after the accumulator charging

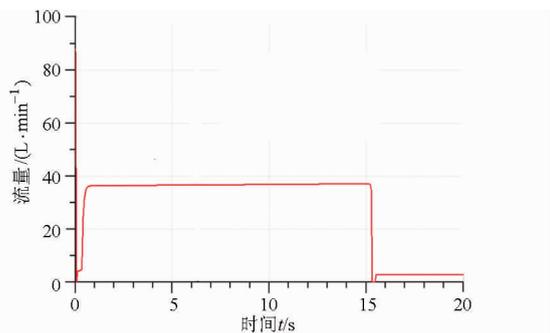


图 10 充液过程制动系统总流量曲线

Fig. 10 Total flow curve of the braking system in charging process

充液过程中,蓄能器气体体积发生变化,如图 11 所示,充液完成后蓄能器内液压油体积为 $16 - 7.746 = 8.254$ L,充液时间为 15.3 s,满足制动系统的充液要求。

4 蓄能器充液试验

4.1 试验方案设计

以某大型工程车为试验平台,道路条件为沥青混凝土路面,试验器材有便携式多功能数据采集仪、压力传感器,使用 SensoWin7 软件进行数据处理。液压制动回路上压力传感器如图 1、图 12 所示,对

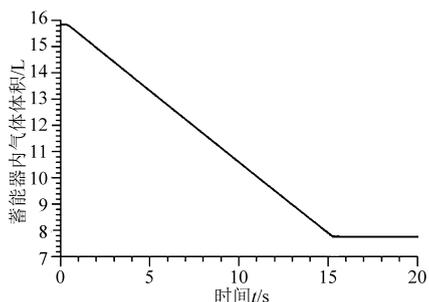


图 11 充液过程蓄能器气体体积变化曲线

Fig. 11 Gas volume changing curve of accumulator in charging process

蓄能器进口压力点 M 进行试验测量。试验过程为:启动发动机,在空载空挡怠速的情况下运行 10 min 至稳定状态,熄火后连续踩动脚制动阀踏板,将蓄能器中压力卸空。设置完数据采集仪后再次启动发动机,待平稳运行 13 min 后熄灭发动机,数据采集仪接收压力和时间数据,利用 SensoWin7 软件对所采集的数据信号进行分析处理。

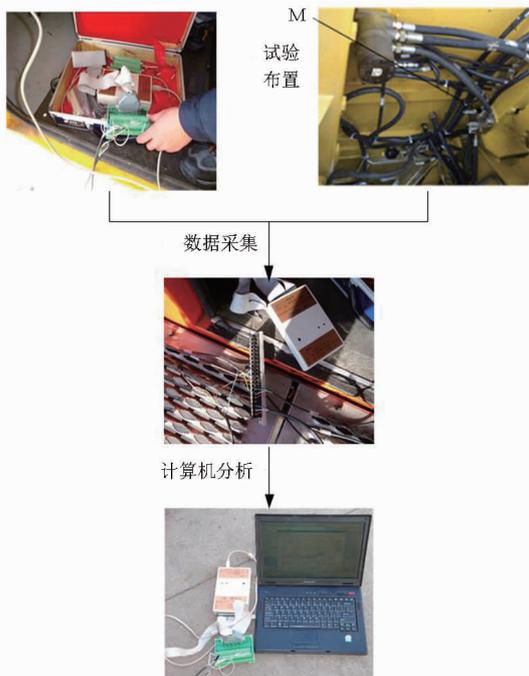


图 12 蓄能器压力测试点试验现场图

Fig. 12 Test site of accumulator pressure test point

4.2 试验结果分析

完成蓄能器充液试验,采集试验数据,分析蓄能器充液时的压力稳定性、优先卸荷阀控制的蓄能器压力上下限值、以及在发动机怠速下的蓄能器充液时间,整理试验结果如图 13 所示。

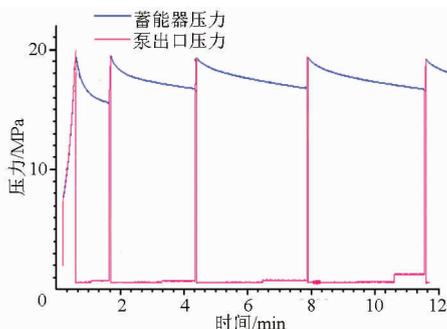


图 13 蓄能器充液曲线

Fig. 13 Accumulator charging curve

充液过程中,蓄能器压力及泵出口压力平稳地上升,无明显压力波动,多次充液过程中充液上限值基本相同,均在 19.3 MPa 左右,与理论设计值 (19.5 ± 0.5) MPa 相符;放液过程中,蓄能器压力基本维持稳定在 16.7 MPa 左右,与理论设计值

(16.6 ± 0.5) MPa 基本相符,无明显压力波动;蓄能器首次充液 20 s 左右,后几次充液过程中,每次均小于 10 s,其平均充液时间与仿真时间吻合,充液时间满足要求。

结果表明,蓄能器充、放液过程压力变化平稳,上下限值维持稳定,充液时间满足要求,设计系统性能良好。

5 结论

(1)对具有优先卸荷阀的充液系统进行理论分析,结果表明卸荷阀中先导弹簧刚度和预压缩量决

定了充液上限,先导柱塞阀直径以及先导阀座对先导柱塞的作用力决定了充液下限。

(2)对具有优先卸荷阀的充液系统进行仿真建模和分析,结果表明由优先卸荷阀控制的蓄能器充液过程中,充液压力上限和下限以及充液时间均满足设计要求。

(3)对具有优先卸荷阀的充液系统进行试验研究,验证了仿真分析的正确性,由优先卸荷阀控制的蓄能器充液系统充液压力和时间满足设计要求,从而证明在电液制动系统中,由优先卸荷阀控制的充液系统是可行的。

参 考 文 献

- 周之光,张桂香, Mi Chunting. 基于带切换增益模糊调节的滑模控制算法的车辆电液制动系统[J]. 汽车工程, 2010, 32(3): 228 - 233.
Zhou Zhiguang, Zhang Guixiang, Mi Chunting. Vehicle EBH system based on sliding mode control algorithm with switch gain fuzzy modulation[J]. Automotive Engineering, 2010, 32(3): 228 - 233. (in Chinese)
- 郑宏宇,宗长富,朱天军,等. 汽车线控液压制动系统的稳定性分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(2): 180 - 184.
- 刘清河,孙泽昌,王鹏伟,等. 电动汽车电液并行制动系统研究[J]. 汽车工程, 2008, 30(6): 527 - 530.
Liu Qinghe, Sun Zechang, Wang Pengwei, et al. Research on electro-hydraulic parallel brake system for electric vehicle[J]. Automotive Engineering, 2008, 30(6): 527 - 530. (in Chinese)
- Wolfgang F, Georg F, Mario E, et al. Electro hydraulic brake system for motor vehicle; US, 6817681B2 [P]. 2004 - 11 - 16.
- Ulrich G, Michel K. Electro hydraulic braking system; US, 20060202551A1 [P]. 2006 - 09 - 14.
- 陈步童. 叉车全动力液压制动系统故障模糊诊断研究[J]. 机械设计, 2013, 30(6): 1 - 4.
Chen Butong. Fuzzy diagnosis research on fault of full power hydraulic braking system for forklift[J]. Journal of Machine Design, 2013, 30(6): 1 - 4. (in Chinese)
- 金智林,郭立书,施瑞康,等. 汽车电控液压制动系统动态性能分析及试验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(12): 127 - 132.
Jin Zhilin, Guo Lishu, Shi Ruikang, et al. Experimental study on dynamic characteristics of electro hydraulic brake system for vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(12): 127 - 132. (in Chinese)
- Kuang M L, Fodor M, Hrovat D, et al. Hydraulic brake system modeling and control for active control of vehicle dynamics [C]// Proceedings of the American Control Conference, 1999, 6: 4538 - 4542.
- D'Alfio N, Morgando A, Sorniotti A. Electro-hydraulic brake systems: design and test through hardware-in-the-loop simulation [J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(1): 378 - 392.
- Jung H, Hwang J, Yoon P, et al. Robust solenoid current control for EHB [C]. SAE Paper 2005 - 01 - 1583, 2005.
- 于淼,石博强. 液压制动系统中蓄能器的优化设计与稳健分析[J]. 农业工程学报, 2011, 27(6): 132 - 135.
Yu Miao, Shi Boqiang. Optimization design and robust analysis of accumulator in hydraulic brake system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2011, 27(6): 132 - 135. (in Chinese)
- 马登成,杨士敏,陈笋,等. 蓄能器对工程机械液压系统影响的仿真与试验[J]. 中国公路学报, 2013, 26(2): 183 - 190.
Ma Dengcheng, Yang Shimin, Chen Zhong, et al. Simulation and experimental study on impact of accumulator on engineering machinery hydraulic system[J]. China Journal of Highway and Transport, 2013, 26(2): 183 - 190. (in Chinese)
- 林慕义,孙大刚,张文明. 全动力制动系统蓄能器充液阀的稳健设计[J]. 农业机械学报, 2007, 38(8): 22 - 25.
Lin Muyi, Sun Dagang, Zhang Wenming. Robust design of accumulator charging valve in full power braking system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(8): 22 - 25. (in Chinese)
- 林慕义,张文明. 工程车辆蓄能式液压制动系统充液特性[J]. 北京科技大学学报, 2007, 29(8): 831 - 836.
Lin Muyi, Zhang Wenming. Charging characteristics of a hydraulic braking system with accumulator for construction vehicles[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2007, 29(8): 831 - 836. (in Chinese)
- 陈晋市,刘昕晖,王同建,等. 全液压制动系统的仿真分析与试验[J]. 吉林大学学报:工学版, 2012, 42(2): 360 - 364.
Chen Jinshi, Liu Xinhui, Wang Tongjian, et al. Performance simulation and test of full hydraulic braking system[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2012, 42(2): 360 - 364. (in Chinese)
- Watechagit S. Modeling and simulation of a shift hydraulic system for a stepped automatic transmission [C]. SAE Paper 2003 - 01 - 0314, 2003.
- 程振东,田晋跃,刘刚. 车辆全液压制动系统执行机构建模及仿真[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(3): 778 - 793.
Cheng Zhendong, Tian Jinyue, Liu Gang. Modeling and simulation of actuator of vehicle hydraulic brake system[J]. Journal of System Simulation, 2006, 18(3): 778 - 793. (in Chinese)

Satisfactory Optimization Design of Integrated Control System for Vehicle's SAS and EPS

Yang Xiaofeng Wang Ruochen Meng Xiangpeng Shi Dehua Chen Long

(*Institute of Automobile Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*)

Abstract: Conventional optimization theory cannot work without the optimal solution. In order to improve this situation, a mathematic model for the design of semi-active suspension (SAS) and electric power steering (EPS) integrated control system was established based on satisfactory optimization theory. Then the satisfactory optimization method of SAS and EPS integrated control system was proposed. On this basis, SAS and EPS integrated control system and real vehicle road test system were designed. Real vehicle road test was conducted based on the simulation and then the effect on the dynamic performance of car was analyzed. The results show that the theoretical research is consistent with the test results. The peak value and the standard deviation of the front suspension deflection are reduced by 14.00% and 14.56%, respectively, meaning that the impact of suspension on the car-body become smaller. The peak of tire displacement is reduced by 11.34% so that the tire-ground performance is increased. The peaks of the suspension yaw acceleration and the roll angle are decreased by 13.60% and 14.41%, respectively. And their standard deviations are decreased by 15.80% and 16.08%, respectively, which means that the car's handling stability is greatly enhanced.

Key words: Semi-active suspension Electric power steering Integrated control Optimization satisfaction Test

(上接第 12 页)

Research on Accumulator Charging Characteristics of Hydraulic Brake System

Guo Rui^{1,2} Chang Ronglei¹ Zhao Jingyi¹ Bu Dan¹ Li Xiaogang³

(1. *Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University,*

Qinhuangdao 066004, China 2. *Jiangsu To Morning Machinery Group Co., Lianyungang 222000, China*

3. *Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China*)

Abstract: Charging characteristics of accumulator play an important role in the safety and reliability of hydraulic braking system. The charging characteristics of an electro-hydraulic braking system and its key structural element, priority unloading valve, were studied. In the charging process of accumulator of the braking system, the mechanisms of the priority unloading valve and its system components were analyzed to establish the mathematical model for it and to build the simulation and test platform for the charging system. The dynamic characteristics of the accumulator charging system were studied; the changing laws of the parameters such as pressure, flow and time, were gained; and the response law of the priority valve to accumulator charging characteristics was revealed. The research results show that the designed priority unloading valve can meet the requirements of accumulator charging characteristics.

Key words: Hydraulic braking system Accumulator Charging characteristics Priority unloading valve Dynamic characteristic