

基于 Simulink 的自卸车液压 制动回油堵塞现象分析

吴远迪 周志鸿 李宴

(北京科技大学土木环境工程学院,北京 100083)

摘要:本文给出了工程车辆液压制动阀的工作原理图,经简化建立了一个液压盘式制动回油路数学模型,并通过 Matlab 的 Simulink 搭建了其仿真模型,以首钢 SGA170 吨(载重)矿用车低速制动系统(防止发热过大,高速时采用电涡流制动)为例,给出初始参数并进行动态仿真,通过结果分析,针对回油堵塞的问题,找出了可行的解决措施。

关键词:液压制动阀;回油路堵塞;Simulink 仿真

中图分类号:TP399

文献标识码:A

文章编号:1008-0813(2010)09-0007-03

Analysis of the Return Oil Jamming of the Hydraulic Brake Circuit of the Construction Vehicle Based on Simulink

WU Yuan-di ZHOU Zhi-hong LI Yan

(Civil and Environment Engineering School, University of
Science and Technology of Beijing, Beijing 100083 China)

Abstract: A work schematic of a construction vehicle's hydraulic brake valve is introduced. After simplifying, a mathematical model of the back oil road of a hydraulic disc brake was built up. Through Matlab's Simulink, to build its simulation model. With the low-speed braking system (to prevent excessive heat, when high-speed, eddy current brake will be used) of Shougang SGA170 t (Load) mine dumper as an example, to given the initial parameters. At last some viable solutions to the problem of the back oil road were found, through the results of analysis, after dynamic simulation.

Key Words: hydraulic brake valve; congestion of back oil road; simulation on Simulink

0 引言

液压制动系统是一种可以提供更大压力,制动反应更加敏捷,使汽车行驶更加稳定的新型制动系统。目前国内对该系统的研究正处于起步阶段^[1],由于进油油压高,管路阻尼对系统影响不大,而回油时油压较低,管路的阻尼对回油过程有很大的影响,容易造成回油路堵塞,所以分析回油路的管路情况是很有必要的。实际应用中,有些车常发生回油路堵塞的问题,针对这个问题,本文分析了各种因素,并通过 Matlab 的 Simulink 仿真,找出各因素如何影响回油过程,进而给出一些解决方案。

1 回油过程

SGA170 使用的双回路全动力液压制动阀,是制动系统的关键部件之一,制动阀的主要作用是及时控制制动压力,满足车辆对制动系统及整车制动力矩的要求。

收稿日期:2009-12-26

作者简介:吴远迪(1985-),男,硕士研究生,研究方向:矿用车辆流体传动与控制应用技术。

如图 1 所示正是制动钳与制动盘松开的状态,油液流回液压缸。此时脚踏板松开,输入压力油截止,制动轮缸依靠弹簧力复原。

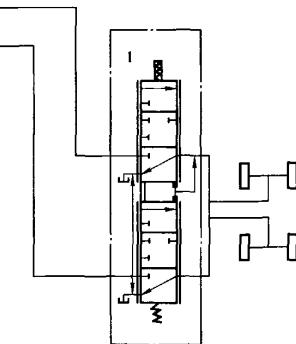


图 1 液压制动回油路原理图

左面 2 根油路的油是来自蓄能器的高压油,制动阀上方连接制动脚踏板,踩下踏板,阀芯向下运动压缩弹簧,进油路打开,实现制动^[2]。

工程车辆自重、载重大,需要较大的制动力矩,一个制动盘上一般装有多个制动轮缸,且为柱塞缸,柱塞作用面积 $S = \frac{\pi}{4} d_0^2$, d_0 为柱塞直径。

2 影响回油速度的因素

研究长度为 l 、断面积为 A 的管路中的液流, 管路中由于油液的摩擦、惯性及压缩性所引起的压力变化与流量的关系可分别描述为:

$$\Delta p_1 = R_h Q \quad (1)$$

$$\Delta p_2 = l_h \frac{dQ}{dt} \quad (2)$$

$$\Delta p_3 = C_h \int Q dt \quad (3)$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3$$

式中 Δp —管路两端的压力差;

Δp_1 —油液摩擦引起的压力变化;

Δp_2 —油液惯性引起的压力变化;

Δp_3 —油液压缩性引起的压力变化;

R_h 、 l_h 、 C_h —分别为管路的液阻、液感和液容。

液阻 R_h 表征管路内液体的摩擦作用, 定义 $R_h = R_h/l$,

为单位液阻, 层流时: $R_h = \frac{128\mu}{\pi d^4}$; 紊流时: $R_h = \frac{\lambda \rho}{2A^2 d} Q$;

液感 l_h 表征管路内液体的惯性, 定义 $l_h = l_h/l$ 为单位液感, $l_h = \rho l/k$;

液容 C_h 表征管路内液体的弹性, 定义 $C_h = C_h/l$ 为单位液容, $C_h = A/k$;

上述定义中:

μ 、 ρ 、 k 分别表示油液的动力黏度、密度和体积弹性模量, 设其中:

$$\rho = 900 \text{ kg/m}^3; \mu = \rho \times 50 \text{ mm}^2/\text{s}; k = 700 \text{ MPa};$$

λ 为管路的摩擦阻力系数, 光滑金属圆管 λ 与液体流动状态有关, 雷诺数 $Re = \frac{dV}{\nu}$, 小于临界雷诺数

$Re = 2320$, 所以属于层流。

实际的回油管路长 l 约为 5m;

回油管内径 d 为 15mm;

由于管路比较短, 回油时间短 Δp_3 可忽略不计, 所以油压损失 $\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$ 。

由以上 3 式可知, 造成压力损失的参数主要有: 油液的黏度、密度、流动速度、加速度和管道内径。下面分析不同参数对回油速度的影响。

3 建立回油路数学模型

回油时柱塞受力图如图 2 所示, 柱塞受到弹性元件对其施加的向左的回复力, 回复过程中还受到柱塞、柱塞密封圈等与油液之间的阻尼力, 油液与管路作用的沿程阻力, 油液的惯性阻力等^[3]。

活塞的动力学方程为:

$$F - pS - f \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (4)$$

式中 F —回复力, 与回复系数和位移 x 有关;

f —柱塞黏性阻尼系数;

m —柱塞质量;

Δp —管路两端压差;

S —柱塞面积。

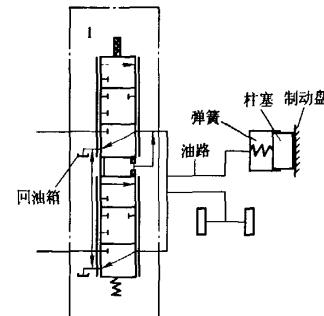


图 2 回油过程柱塞受力图

4 仿真

表 1 给出了初始条件以及系统模型参数, 经过计算简化动力学方程, 并利用 Simulink 建立起仿真模型, 如图 3 所示, 仿真的结果可以得到活塞运动的位移、速度、加速度和油液作用在活塞上的压力。通过 To Workspace 模块把位移信号输出到 Matlab 主空间, 并画出其位移曲线。

表 1 初始条件和仿真参数

仿真参数	参数设置
初始位移 x (制动间隙)	0.002m
回复系数 K	40000N/m
f	1Ns/m
M	10kg
Δp	$\Delta p_1 + \Delta p_2$
S	0.0154m ²
初速度 v	0m/s

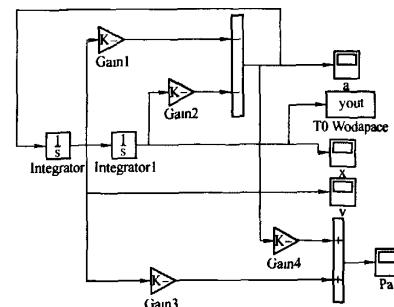


图 3 活塞运动仿真模型

通过仿真得出的活塞位移变化曲线如图 4 所示,

回位时间长达 1.5s 以上,是预想的回位时间 0.5s 的 3 倍,造成以上结果主要是因为回复系数过大,活塞运动存在较大的波动。将 K 改为 1000N/m,其他参数不变,仿真结果如图 5 显示,活塞运动没有波动,但回位时间仍在 1.4s 左右,此时回油路摩擦力和油液惯性力起主要作用,即油路出现堵塞现象。

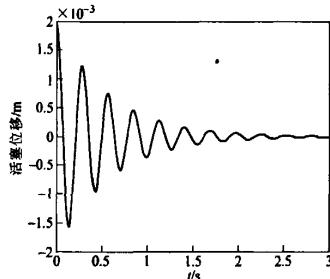


图 4 活塞位移变化图

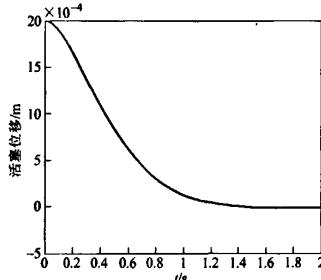


图 5 回复系数过小时活塞位移变化图

将 k 改为 2000N/m,并将 d 加大为 20mm,可降低阻力 p 的值,结果如图 6 所示,在 0.5s 左右活塞回到原位,等待下一次制动,柱塞运动平缓,此过程则完全满足对活塞回位灵敏度的要求。

5 结论

综上所述,回油速度由沿程油压损失、活塞黏性阻

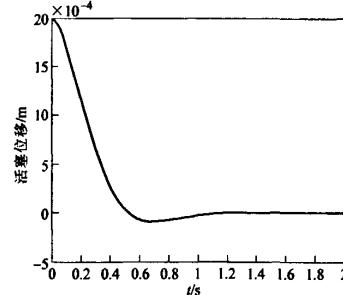


图 6 回复系数适当活塞位移变化图

尼系数和回复力大小共同决定,活塞黏性阻尼力一般较小,沿程压力损失主要由油管内径、油管粗糙度决定,弹簧刚度不可能太高,长时间使用会使弹簧老化。所以要尽可能降低压力损失 p ,由第四部分的分析可知,加大管道内径和减小管道摩擦阻力可以有效地降低 Δp ,从而达到快速稳定地回位效果。

参 考 文 献

- [1] 刘惟信.汽车制动系统的结构分析与设计计算[M],北京:清华大学出版社,2004.
- [2] 丁守福,杜长龙,刘伟等.基于 Matlab 计算机仿真在液压系统中的应用[J].煤矿机械,2006(9):27-29.
- [3] 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(3):778-780.
- [4] 姚佳.基于 Simulink 的电液比例溢流阀频响仿真[J].液压气动与密封,2009(3):38-40.
- [5] 韩虎,等.基于 MATLAB 液压系统的仿真技术研究与应用[J].液压气动与密封,2007(3):4-5.
- [6] 林慕义,刘娟.全液压制动系统管路布置对车辆制动性能的影响[J].工程机械,2009(1):27-30.
- [7] 金毅.重型车辆制动装置液压系统研究[J].液压与气动,2008(2):70-72.

压缩空气油水分离器

压缩空气油水分离器是一种新型气液分离系统。内部采用不锈钢丝网聚结填料,壳体用钢制焊接罐体结构,一般使用压力 1.0MPa。其原理是利用旋风与不锈钢丝网捕雾的有机结合,同时采用直接拦截、惯性碰撞、布朗扩散及凝聚等机理,能有效地去除压缩空气中的尘、水、油雾。除水量、除油量大,适应工况范围广。