

# 高压伺服控制脉冲试验台液压系统设计

王 双,邓乾坤,张 斌

(浙江大学 流体动力与机电系统国家重点实验室,浙江 杭州 310027)

**摘 要:** 液压系统在工作的时候承受的压力脉冲严重影响着液压元件的寿命。该文设计了一种压力脉冲试验台模拟飞机液压系统液压缸所承受的 T 型压力脉冲,采用伺服阀对液压缸进油腔压力直接进行控制,以确保试验曲线的准确性。建立了 AMESim 仿真模型,并通过仿真分析影响脉冲曲线的因素,验证了系统的正确性,为试验台的合理搭建提供支持。分析和仿真表明:压力脉冲的上升速率与伺服阀的瞬时通流能力直接相关。

**关键词:** 压力脉冲; 液压试验台; T 型波; 仿真

**中图分类号:** TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1008-0813(2012)09-0021-04

## The Hydraulic System Design of High Pressure Servo-control Pulse Test Bed

WANG shuang, DENG Qian-kun, ZHANG Bin

(The State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control,  
Zhejiang University, Hangzhou 310027)

**Abstract:** Pressure pulse of hydraulic system has great influence on the life of hydraulic components. In this paper, a pressure pulse test stand is designed to simulate the trapezium pressure pulse in aircraft hydraulic cylinder when at work. A servo valve is used directly to control the pressure to ensure the accuracy of test curve. The simulation model is built by using AMESim to verify the reliable of designed hydraulic system. The effects of important parameters were discussed which can provide guidance to the pressure pulse test bed. It shows that the rise rate of the pressure pulse curve has close related to the instantaneous flow capacity of the servo valve.

**Key words:** pressure pulse; hydraulic test bed; trapezium wave; simulation

## 0 引言

液压系统在工作的时候,由于液压阀的开关、液压泵的起停、负载的变化而产生严重的液压冲击,其强度往往数倍高于系统工作压力,轻则影响元件寿命,重则

导致管路断裂、元件失效等等。所以对于一些重要的元件国家标准规定在使用前必须完成脉冲试验。我国的压力脉冲试验还处在起步阶段,直至 1999 年才颁布相应的标准。

液压缸作为液压传动系统中的重要元件,其元件性能和寿命直接影响着整体系统的可靠性。现今国内存在的液压缸高压脉冲试验台多为采用增压缸方案,这种系统虽然能够在压力上达到要求,但是其脉冲

**基金项目:** 国家自然科学基金(51005200)

**收稿日期:** 2012-06-08

**作者简介:** 王双(1988-),男,陕西西安人,在读博士生,研究方向为电液控制、液压元件。

- 
- [2] 刘芙蓉,陈辉.自主式水下潜器研究开发综述[J].舰船科学技术,2008,(5).
- [3] Healey A J, Good M R. The NPS AUV II Autonomous Underwater Vehicle Testbed: Design and Experimental Verification[J]. Naval Engineers Journal, 1992,(3).
- [4] Glegg S A L, Olivieri M P, Coulson R K, et al. A Passive Sonar System Based on an Autonomous Underwater Vehicle[J]. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 2001,(4).
- [5] 王晓鸣,王树新. AUV 水下着陆策略研究[J]. 机器人, 2008,(4).
- [6] 宋保维,朱信尧. UUV 海底停驻策略及其关键技术[J]. 鱼雷技术, 2010,(6).
- [7] 张宇文. 鱼雷外形设计[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1998.
- [8] 杨曙东,何存兴. 液压传动与气压传动[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2008.
- [9] 丁意,赵克定,于金盈. 双缸同步控制系统的研究[J]. 流体传动与控制, 2007,(2).
- [10] 臧克江. 液压缸[M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.
- [11] 李静明,邓海顺. 液压缸结构及设计[J]. 煤矿机械, 2009,(9).
- [12] 于贵文,臧克江,林晶. 双作用多级液压缸的设计[J]. 中国工程机械学报, 2007,(4).
- [13] 周恩涛. 液压系统设计元器件造型手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [14] 国家机械工业局西安微电机所. 实用微电机手册[M]. 沈阳: 辽宁科学技术出版社, 2000.

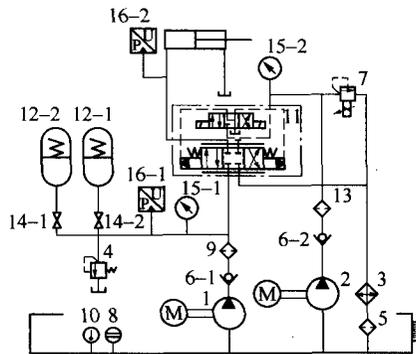
周期受到限制,压力上升速率也会因增压缸的影响而变慢。而且,对于曲线的精确控制难度加大,脉冲波形也会受到影响。选择增压缸方案是在伺服阀元件不能同时满足大流量和高压力的情况下的一种替代方案。本系统根据最近伺服技术的发展,选择了压力等级可到50MPa,额定流量可达200L/min的伺服阀来控制液压缸进油腔压力曲线的上升速率和波形的稳定。本系统的研发,对于国内压力脉冲试验台的技术发展具有重要的意义。

## 1 系统组成与工作原理

本系统液压部分原理图如图1所示,本系统用于对液压缸进行压力脉冲循环试验,主要系统元件包括:主油源、控制油源、用于控制压力脉冲曲线的伺服阀、用于提供系统瞬时大流量的蓄能器、比例溢流阀以及调压溢流阀等安全阀组。压力传感器检测压力信号与系统设定压力进行比较,通过控制系统控制伺服阀的开口大小来控制压力曲线。

### 1.1 系统工作过程说明

脉冲试验时,打开辅泵2,将先导油送入伺服阀11的先导级。打开主泵1,伺服阀11的先导级左边通电,先导级带动主阀工作在左位,将被试执行器活塞推倒右端。伺服阀11先导级右边通电,被试执行缸压力降到5MPa时,伺服阀11调整到中立位。此时为压力脉冲试验预备状态。



1-主泵 2-辅泵 3-水冷 4-溢流阀 5-过滤器 6-单向阀  
7-比例溢流阀 8-液位计 9-高压滤油器 10-液温计 11-伺服阀  
12-高压蓄能器 13-过滤器 14-截止阀 15-压力表 16-压力传感器  
图1 压力脉冲试验台原理图

脉冲试验开始时,溢流阀7预调压力为42MPa,高压蓄能器12预冲氮气,高压蓄能器12充油至满,蓄能器用于提供系统所需瞬时流量,回油路回油箱。伺服阀11左边通电,进油压力脉冲增压的速率与伺服阀阀芯开口成正比,选择合适的开口以满足升压斜率。当到达要求的35MPa(max)后保持一段时间。然后伺服阀先导

级右端通电,带动伺服阀阀芯移向右位。执行器压力下降速率与阀芯移动成正比,完成降压脉冲。当压力降低至5MPa(min)时,至此完成一个脉冲周期,伺服阀11回到中位。伺服阀11再通电,开始第二个脉冲试验,如此循环。

### 1.2 系统元件参数计算

#### 1) 系统工作参数

本系统采用航空液压油YH-15,系统工作温度 $50\pm 5^\circ\text{C}$ 。

#### 2) 压力脉冲流量计算

设工作频率为2Hz,根据标准脉冲曲线要求,如图2所示,标准脉冲一个周期共分为5个区域,每个区域0.1s。脉冲保持段开始前时间为0.16s。进油脉冲谷值5MPa,进油脉冲峰值在35MPa,液压缸容积为6L。根据图示得出计算条件如下:

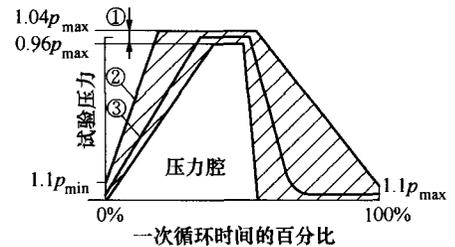


图2 压力脉冲试验标准曲线

$p_{\min}=5\text{MPa}$ ,  $p_{\max}=35\text{MPa}$ ,  $E_c=700\text{MPa}$ , (因为管路及空气溶解,有效弹性模量选取较小,实际应高于这个数值,满足系统余量要求),  $V=6\text{L}$ ,  $\Delta T=0.16\text{s}$ 。

$$E = \frac{1}{\beta} = \frac{V\Delta P}{\Delta V} \quad (1)$$

$$\Delta V = \Delta q \Delta T \quad (2)$$

从(1)、(2)中可以得出:

$$\Delta q = \frac{\Delta PV}{E_c \Delta T} \quad (3)$$

由(1)~(3)得

$$\Delta q = \frac{\Delta PV}{E_c \Delta T} = \frac{30\text{MPa} \times 6\text{L}}{700\text{MPa} \times 0.16\text{s}} \approx 1.607\text{L/s} = 96.43\text{L/min}$$

考虑到压力飞升速率可调和系统余量的关系,从上图所示选取最高的压力飞升速率进行计算,压力上升在0.1s内完成,此时压力飞升速率约为300MPa/s。

$$\Delta q = \frac{\Delta PV}{E_c \Delta T} = \frac{30\text{MPa} \times 6\text{L}}{700\text{MPa} \times 0.1\text{s}} \approx 2.571\text{L/s} = 154.29\text{L/min}$$

因为伺服阀口到执行器还有一定体积,所以选择阀的额定流量为200L/min。

#### 3) 主泵流量计算

根据式(2),  $\Delta V = \Delta q \Delta T$  考虑到伺服阀口到液压缸

的距离以及系统存在泄漏等因素。在 0.5s 内体积消耗为  $\Delta V(\max)=0.5L$ 。

所以泵的流量应满足在 0.5s 内将这些油液体积补充完整的需求。

$$Q_{\text{pump}} \geq \frac{\Delta V}{0.5s} = 60L/\text{min}$$

根据泵型号的选择,选择额定流量 66L/min,最高输出压力 56MPa 柱塞泵。

4)主泵点击功率计算

主泵最高输出压力为 56MPa,最大流量为 66L/min 则其电机输出功率应为:

$$W = p_{\text{max}} Q_{\text{max}} = (56 \times 10^6) \times (66 \times 10^{-3} / 60) = 61.6 \text{ kW}$$

根据泵样本推荐,选择电机功率为 65kW。

5)蓄能器参数计算

(1)充气压力。当蓄能器当作辅助动力源或是储能用时,建议充气压力  $p_0=0.47p_2$ ,其中  $p_2$  为系统最高工作压力。

取  $p_2=42\text{MPa}$

$$p_0 = 0.47p_2 = 22.09\text{MPa}$$

取整,  $p_0=25\text{MPa}$ 。

(2)蓄能器有效排量。假设蓄能器工作最低压力在 40MPa,则  $p_1=40\text{MPa}$  根据流量的需求

$$\Delta V^{0.1}(\max) \approx 0.16L$$

设蓄能器处在等熵过程中,  $k=1.4$

$$V = \frac{\Delta V (p_1/p_0)^{1/1.4}}{1 - (p_1/p_2)^{1/1.4}} = \frac{0.35 \times (40/25)^{1/1.4}}{1 - (40/42)^{1/1.4}} \approx 6L$$

通过计算,选择蓄能器为 2 个 3L 并联。

6)重要元件参数(见表 1)

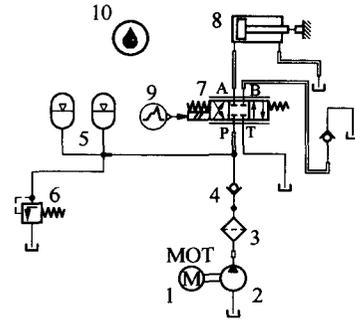
表 1 重要元件参数

序号	元件类型	压力 (MPa)	流量 (L/min)
1	主泵	56	66
2	伺服阀	50	200
3	蓄能器	50	3L(容积)
4	溢流阀	42	10(通径)
5	比例溢流阀	31.5	10(通径)
6	过滤器	42	110

## 2 AMESim 液压系统仿真与分析

### 2.1 AMESim 仿真模型与参数

根据图 1 所示系统原理图,采用简化模型,简化控制油路,直接使用 AMESim 元件库中现成的伺服阀模型,不需要先导油路进行控制。将液压回路左边等效成一直接回油箱油路。压力脉冲试验台在 AMESim 中的建模如图 3 所示。



1-电机 2-主泵 3-过滤器 4-单向阀 5-蓄能器 6-溢流阀  
7-伺服阀 8-液压缸 9-控制信号 10-液压油

图 3 压力脉冲试验台 AMESim 模型

在 AMESim 的 Parameter Mode 模式下,设置系统的仿真参数。包括油液性质、电机转速、泵排量、溢流阀开启压力、蓄能器参数和液压缸参数,具体参数如表 2 所示。

表 2 仿真参数设置

元件类型	参数	数值	单位
油液性质10	密度	850	Kg/m <sup>3</sup>
	弹性模量	700	MPa
电机1	转速	1500	Rev/min
主泵2	排量	44	mL/r
溢流阀6	开启压力	420	bar
蓄能器5	充气压力	250	bar
	容积	3	L
	热学指数	1.4	
伺服阀	额定流量	200	L/min
	额定压降	7	MPa
液压缸	内径	87.5	Mm
	行程	1	m
	泄漏	0.05	L/min/bar

根据上面计算可以看出,压力脉冲波形的升压和降压速率与伺服阀后的建压容腔大小直接相关,所以对于伺服阀后的管路不能简单的等效成最简模型,要考虑到管路的体积对于压力脉冲波形的影响,这里将伺服阀后的管路内径设为 25mm,管路容积 0.5L。

### 2.2 AMESim 压力脉冲仿真与分析

在 AMESim 的 Simulation Mode 模式下,设置运行仿真参数。压力脉冲试验是一个循环的周期性试验,往往试验周期都达万次以上,所以对于仿真程序给定周期性的信号。这里选择伺服阀信号源为线性周期信号源,仿真系统开环时的压力脉冲能力,验证与标准曲线的一致性。取 0.5s 为一个仿真周期,仿真 7 个周期,仿真时长 0~3.5s。

首先,对标准曲线进行仿真,如图 4 所示,第一个周期因为元件都处于初始状态,从第二个周期开始,可

以达到稳定的压力脉冲曲线。

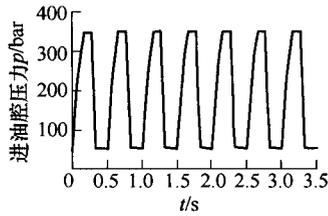


图4 标准压力脉冲波形仿真

图5是截取了图4所示的0.5~1.0s这一周期的压力脉冲曲线。红色曲线是液压缸进油腔压力曲线,可以看出其达到峰值的时间约为0.16s,压力350bar;压力保持时间约为0.17s,压力保持在350bar(允许波动在336~364bar);压力下降段在0.34s下降到50bar附近;其后到0.5s保持在50bar附近直至下个周期。与标准曲线相比较,基本一致,能够满足压力脉冲的要求。绿色曲线是蓄能器的压力变化,从中可以看出蓄能器压力在40~42MPa范围内变化,压力脉冲的瞬时大流量主要由蓄能器提供,从图中可以看出蓄能器能够在一个周期结束之前回到压力设定值,保证压力脉冲试验可以连续的进行下去。蓝色曲线是液压缸进油口流量曲线,其变化规律与液压缸进油腔压力变化的规律相一致。

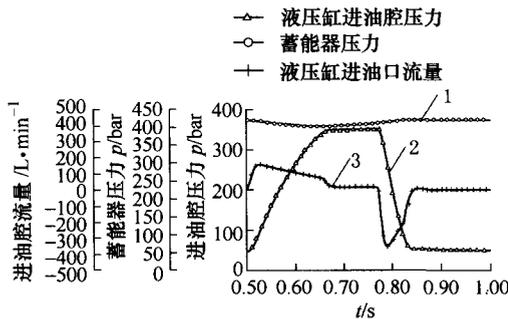


图5 单周期标准压力脉冲波形仿真

压力脉冲试验台压力脉冲的控制与伺服阀的性能直接相关,伺服阀的通流能力强,压力脉冲的升压速率快,相对于标准压力脉冲曲线,图6所示为压力脉冲曲线要求的上限。因为图6所示压力上升速率大于标准

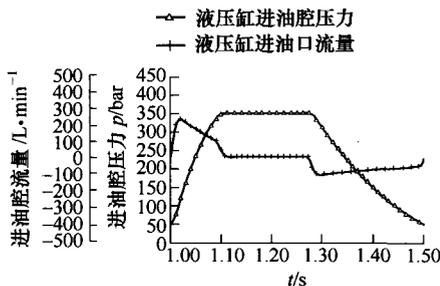


图6 最快升率压力脉冲波形仿真

压力上升速率,可以看出液压缸进油口流量峰值大约在250L/min,大于标准曲线液压缸进油口流量峰值约190L/min。这表明升压速率直接与伺服阀的同流能力有关。压力脉冲波形的频率和压力峰值,直接与伺服阀的性能有关,选择合适的伺服阀才能合理的设计压力脉冲试验系统。

## 2 小结

本文设计了一种压力脉冲试验台,其最高升压速率可达350MPa/s,峰值压力可达35MPa,系统瞬时流量峰值250L/min,属于高压大流量系统。通过合理的元件选择采用高压伺服阀的控制直接生成脉冲曲线,避免了采用增压缸方案增加的系统复杂性,控制的难度和对于脉冲曲线的影响。

在AMESim的参数模式下设置不同的伺服阀的开口,压力脉冲曲线变化的规律与伺服阀进入液压缸进油腔的流量变化相一致。仿真结果与标准曲线要求基本一致,证明了设计的准确性。仿真表明,提高伺服的通流能力和工作压力可以提升压力脉冲曲线的压力上升速率和系统整体的压力等级。

压力脉冲试验台的脉冲曲线性能与多种因素有关,在计算的过程和仿真结果中可以看出,直接相关的物理量包括伺服阀出口后的容腔的体积,油液介质的弹性模量和系统的等效弹性模量,这是直接决定压力变化速率和系统最大流量的条件;泵的排量以及蓄能器的容积大小是系统所需流量的保证;要使曲线按照标准曲线可控,则伺服阀的性能直接影响了压力脉冲波形。

## 参 考 文 献

- [1] 李军,陈明.飞机液压系统的压力脉冲试验仿真研究[J].系统仿真学报,2007,(23).
- [2] 李军,罗战强.基于AMESim的液压系统压力脉冲模拟器仿真[J].机床与液压,2011,(13).
- [3] 尚雅层,来跃深,王玉荣.液压脉冲系统的特征线法研究[J].西安工业大学学报,2008,(6).
- [4] Kameswara Rao C V, Eswaran K. Pressure Transients in Incompressible Fluid Pipeline Networks[J]. Nuclear Engineering and Design,1999,(188).
- [5] 李军.飞机液压系统压力脉冲试验的机理分析与控制[D].西安:西北工业大学,2007.
- [6] 付永领,祁晓野.AMESim系统建模与仿真[M].北京:北京航空航天大学出版社,2005.
- [7] GJB 3849-99,飞机液压作动筒、阀、压力容器脉冲试验要求和方法[S].