

## 某大型液压装备的液压冲击装置的设计及试验

任丰兰<sup>1,2</sup>, 仵 坤<sup>2</sup>

(1. 常德职业技术学院 机电系, 湖南 常德 415000; 2. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083)

**摘要:** 针对大型液压装备在工作过程中的液压冲击会对设备产生巨大的危害等问题, 设计了某大型液压装备的液压冲击装置, 对该装置的功能、指标要求进行了介绍, 对典型元件进行了计算与选型, 并对液压冲击进行了计算, 完成了其电气控制系统、测控系统和基于 HMI 的人机交互系统的设计。以卸荷冲击压力测试工位为例进行了两组试验, 试验表明: 当系统压力为 3 MPa 时, 开口度为 50% 时的流量冲击较开口度为 100% 时大 15% 左右; 当系统压力为 5 MPa 时却相反, 开口度为 50% 时的流量冲击较开口度为 100% 时小 30% 左右。设计的大型液压装备的液压冲击装置实现了对液压冲击的性能参数的分析和测试, 这对大型液压装备的液压冲击功能分析、减少液压冲击对设备的影响有着重要的意义。

**关键词:** 大型液压装备; 液压冲击; 卸荷冲击; 测控系统; 冲击性能

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.12.024

**中图分类号:** TH137.9

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-3940 (2022) 12-0161-07

## Design and test on hydraulic impact device for a large hydraulic equipment

Ren Fenglan<sup>1,2</sup>, Wu Kun<sup>2</sup>

(1. Mechanical and Electrical Department, Changde Vocational Technical College, Changde 415000, China;

2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

**Abstract:** For the problem that the hydraulic impact of large hydraulic equipment will cause huge harm to equipment during the working process, a hydraulic impact device for a large hydraulic equipment was designed. Then, the functions and index requirements of the device were introduced, and the typical components were calculated and selected. Furthermore, the hydraulic impact was calculated, and the design of its electrical control system, measurement and control system and human-computer interaction system based on HMI was completed. And two sets of tests were carried out by taking the unloading impact pressure test station as an example. The results show that when the system pressure is 3 MPa and the opening degree is 50%, the flow impact is about 15% greater than that when the opening degree is 100%. However, when the pressure is 5 MPa, it is the opposite. When the opening degree is 50%, the flow impact is about 30% less than that when the opening degree is 100%. Thus, the designed hydraulic impact device for a large hydraulic equipment realizes the analysis and test of the performance parameters for hydraulic impact, which is of great significance on the analysis of hydraulic impact function of large hydraulic equipment and reducing the impact of hydraulic impact on the equipment.

**Key words:** large hydraulic equipment; hydraulic impact; unloading impact; measurement and control system; impact performance

大型液压装备如 300 MN 模锻水压机、125 MN 卧式挤压机和 250 MN 难变形卧式挤压机, 均为超大型战略性装备, 其产品质量、生产效率和设备自动化程度对国民经济、国防现代化、航空航天等领域有重大的影响。但是, 这些大型液压装备因具有工作压力高、动作切换频繁、行程长、速度快、传动功率和运动惯性大等特点<sup>[1]</sup>, 在工作过程中, 当换向阀

迅速地换向或关闭油路或在工作缸卸压瞬间等时刻, 往往会产生巨大的液压冲击<sup>[2-3]</sup>, 使得液压系统中的元件、管道、仪表等遭到破坏, 导致压力继电器误发信号, 干扰液压系统的正常工作, 影响液压系统的工作稳定性和可靠性, 从而产生误动作, 造成设备故障及事故, 对设备产生巨大的危害<sup>[4-6]</sup>。如何减少液压冲击对这些大型装备的影响, 是大型液压装备一直面临的比较严峻的问题。分析液压冲击对大型装备产生的原因和危害, 需要在实验室构建能够反映这些大型液压装备液压冲击特点的试验台, 研究不同参数对液压冲击的影响, 通过对现场情况进行模拟实验, 以再现大型液压装备的液压冲击的过程, 这对大型液压装

收稿日期: 2021-12-28; 修订日期: 2022-04-03

基金项目: 高性能复杂制造国家重点实验室自主研究项目 (2013ZZTS030); 湖南省自然科学基金资助项目 (2020JJ7001)

作者简介: 任丰兰 (1976-), 男, 硕士, 副教授

E-mail: fenglanren@163.com

备液压冲击性能的理解、液压冲击装置功能的分析、减少液压冲击对设备的破坏以及提高大型液压装备的寿命有着重要的意义。

1 某大型液压装备中液压冲击装置的功能及其指标要求

某大型液压装备中的液压冲击装置由液压冲击测试工位和卸荷冲击压力测试工位两部分组成，它可以根据液压冲击产生的原因，模拟产生不同的液压冲击，以研究不同参数对冲击的影响，并对冲击的缓冲机理及性能进行研究，其功能及指标要求如表 1 和表 2 所示。

2 某大型液压装备中液压冲击装置的设计

2.1 液压冲击装置的组成

液压冲击装置以 300 MN 模锻水压机、125 MN 卧式挤压机等大型装备的液压系统冲击为对象，采用变量泵为系统供油（1 个驱动泵、1 个负载泵，两个泵相互独立、互不干涉），通过直动溢流阀调节系统压力，通过测试缸 A 和加载缸 B 以及换向阀、缓冲元件等，模拟执行元件在不同情形下的冲

表 1 液压冲击装置系统的功能

Table 1 Functions of hydraulic impact device system

装置组成	系统功能
液压冲击测试工位	测试不同情况下的液压冲击所产生的压力波动，可根据液压冲击产生的各种原因，模拟出不同情况下的液压冲击，并对其进行测量
	通过改变不同的流量、压力、阀口启闭时间、管路的材质和长度等参数，研究不同参数对液压冲击的影响
卸荷冲击压力测试工位	得到不同卸荷压力和不同插装阀开口度下的卸荷流量、压力曲线，研究卸荷冲击中压力和流量的变化，分析蓄能器压力和比例插装节流阀开口对卸荷流量和压力的影响
工位	采用变量泵+蓄能器为系统提供瞬时的高压大流量，利用不同的卸荷元件监测系统卸荷瞬间，不同的阀芯开启曲线对系统液压冲击的影响

表 2 液压冲击装置系统的指标要求

Table 2 Index requirements of hydraulic impact device system

指标	额定流量/ (L·min <sup>-1</sup> )	额定压力/ MPa	液压缸的最大工作 速度/(m·s <sup>-1</sup> )	管路材料
数值	30	8	0.08	Q235 钢

击，采用变量泵+蓄能器为系统提供瞬时的高压大流量，利用蓄能器和比例插装节流阀等模拟缓冲性能测试，其原理如图 1 所示。

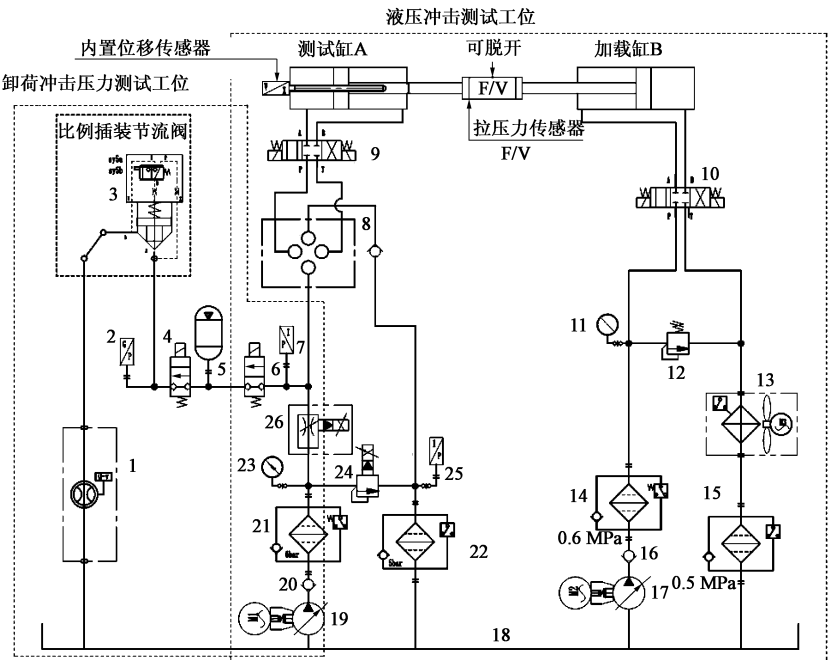


图 1 液压冲击测试装置原理图

1. 流量传感器 2. 高频压力传感器 3. 比例插装节流阀 4、6. 两位两通电磁球阀 5. 蓄能器 7. 压力传感器 8. 缓冲元件安装位 9、10. 两位四通电磁换向阀 11、23、25. 压力表 12. 溢流阀 13. 散热器 14、15、21、22. 过滤器 16、20. 单向阀 17. 变量泵 18. 油箱 19. 变量泵 24. 直动溢流阀 26. 调速阀

Fig. 1 Principle diagram of hydraulic impact test device

## 2.2 参数计算及元件选型

### 2.2.1 测试缸 A 的计算与选型

根据试验台的外形安装尺寸, 确定缸径为  $\Phi 80$  mm, 无杆腔面积  $A_1$  由式 (1) 计算得到:

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} = 0.005024 (\text{m}^2) \quad (1)$$

式中:  $D$  为活塞直径, mm。

有杆腔面积  $A_2$  由式 (2) 计算得到:

$$A_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (2)$$

式中:  $d$  为活塞杆的直径, mm。

又由  $\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi d^2}{4}$  可得,  $d = \frac{D}{\sqrt{2}}$ , 计算得到  $d =$

56 mm。由测试缸 A 的最大工作速度  $v = 0.08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , 可得系统实际流量  $Q_1 = v \cdot A_1 \approx 24 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ , 考虑到试验台的要求, 确定测试缸 A 的行程为 800 mm。根据以上数据, 测试缸 A 选择华德 HSG-K01-80/55E 型号的液压缸。

### 2.2.2 液压泵的计算

液压泵的理论流量是指在不考虑泄漏的情况下, 单位时间内排出的液体体积。在实际应用中需考虑泄漏, 泄漏系数  $m = 1.1 \sim 1.3$ , 本文取  $m = 1.2$ 。计算可得液压泵的理论流量  $Q = m \cdot Q_1 = 28.94 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 。选用的电机转速为  $1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ , 此时液压泵的排量  $q$  为:

$$q = \frac{Q_1}{n \cdot \eta} \quad (3)$$

式中:  $n$  为电机的转速;  $\eta$  为液压泵的容积效率, 常取  $0.80 \sim 0.95$ , 这里取  $\eta = 0.9$ 。

计算可得,  $q = 21.44 \text{ mL} \cdot \text{r}^{-1}$ 。

### 2.2.3 电机的计算与选型

电机功率的计算公式为:

$$P = \frac{p \cdot Q_{\max}}{\eta_0} \quad (4)$$

式中:  $P$  为电机功率;  $p$  为电机的额定压力;  $Q_{\max}$  为电机的最大流量;  $\eta_0$  为电机的容积效率, 常取  $0.8 \sim 0.9$ , 本文取  $\eta_0 = 0.8$ 。

将  $p = 8 \text{ MPa}$  和  $Q_{\max} = 30 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$  带入式 (4), 得到  $P = \frac{8 \times (30 \times 10^6 / 60)}{0.8 \times 10^3} = 5 \text{ kW}$

根据泵驱动功率及转速要求, 选择型号为 Y160M-4-11Kw 的三相异步电机, 其输出功率为 11 kW, 额定转速为  $1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ , 极数为 4, 极额定电压为 380 V。

### 2.2.4 比例插装节流阀的计算与选型

比例插装节流阀的要求为: 主阀芯带位置传感器, 先导阀采用比例节流阀, 适应液压系统提供的流量要求, 主阀芯集成闭环控制, 响应时间  $< 20 \text{ ms}$ , 耐压  $> 30 \text{ MPa}$ 。

在卸荷试验中, 首先对蓄能器进行充能, 充满后采用比例插装节流阀进行卸荷, 卸荷过程中油液的流量由蓄能器的油液提供, 故卸荷时的总排油量  $V = 12 \text{ L}$ 。可简单计算出卸荷时间在  $0.5 \sim 2.0 \text{ s}$  范围内的平均卸荷流量: 卸荷时间为  $0.5 \text{ s}$  时, 平均卸荷流量为  $1440 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ ; 卸荷时间为  $2.0 \text{ s}$  时, 平均卸荷流量为  $360 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 。根据比例插装节流阀的技术参数, 选用 16 通径的阀, 可以满足试验要求, 该阀的最大流量为  $700 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ , 据此选择的比例插装节流阀的型号为 LIQZO-TE-16 2L4。

### 2.2.5 卸荷模拟蓄能器的计算与选型

试验用蓄能器用来提供瞬时大流量, 要求尺寸小、重量轻, 根据需要选用皮囊式蓄能器。测试缸 A 的工作缸容积  $V_w = 3.14 \text{ L}$ , 设定蓄能器的充氮压力  $p_A = 1 \text{ MPa}$ , 最大工作压力  $p_1 = 8.0 \text{ MPa}$ , 最小工作压力  $p_2 = 1.5 \text{ MPa}$ 。

蓄能器的容积  $V_A$  的计算公式为:

$$V_A = \frac{V_w}{\left(\frac{p_A}{p_2}\right)^{\frac{1}{1.4}} - \left(\frac{p_A}{p_1}\right)^{\frac{1}{1.4}}} \quad (5)$$

求得蓄能器的容积  $V_A = 6 \text{ L}$ , 据此选择型号为 NXQA-6/31.5-L(6 L) 的囊式蓄能器。

### 2.2.6 液压冲击的初步计算

液压冲击的大小直接关系元件的选型, 但是液压冲击过程是一个动态过程, 影响因素较多, 这里仅以管路突然关闭、液体立即停止流动所产生的冲击为例进行液压冲击的计算。

设液压管道的截面面积和长度分别为  $A$  和  $l$ , 管道中液压油的流速为  $u$ , 流体的密度  $\rho = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。设管道的内径为  $\Phi 10 \text{ mm}$ 、壁厚为  $4 \text{ mm}$ , 当管道的末端突然关闭时, 油液立即停止运动。根据能量转化和守恒定律, 液体的动能转化成液压油的弹性能, 即:

$$\frac{1}{2} \rho A l u^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{A l}{E_0} \cdot \Delta p_1^2 \quad (6)$$

式中:  $\Delta p_1$  为液压冲击时压力的升高值;  $E_0$  为液体体积弹性模量。

由式 (6) 可得:

$$\Delta p_1 = \rho c u \quad (7)$$

式中:  $c$  为冲击波在管道中的传播速度,  $c = \sqrt{\frac{E_0}{\rho}} =$

$$\frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{d'}{\delta} \cdot \frac{E_0}{E}}}; E \text{ 为管壁材料的弹性模量, 这里管壁}$$

材料选 Q235 钢, 其弹性模量为 190~210 GPa, 本文取  $E=200$  GPa;  $d'$  为管道的内径;  $\delta$  为管道的壁厚。

#### (1) 油泵输出流量的计算

油泵输出流量的计算公式为:

$$Q = n \cdot q \cdot \eta \quad (8)$$

将  $n = 1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、 $q = 21.44 \text{ mL} \cdot \text{r}^{-1}$ 、 $\eta = 0.9$  带入式 (8) 中, 可得  $Q = 1500 \times 21.44 \times 0.9 \times 10^{-3} = 28.94 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 。

#### (2) 油液在管道中流速 $u$ 的计算

当管道内径为  $\Phi 10 \text{ mm}$  时, 油液在管道中的流速  $u$  的计算公式为:

$$u = \frac{Q'}{A} \quad (9)$$

式中:  $Q'$  为管道中油液的流量, 此时管道中油液的流量与油泵的输出流量相等, 即:  $Q' = Q = 28.94 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 。

将  $A = \frac{\pi d'^2}{4}$  (此时  $d'$  为  $\Phi 10 \text{ mm}$ ) 带入式 (9)

中, 可得  $u \approx 6.14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

#### (3) 冲击波在管道中的传播速度 $c$ 的计算

已知液体体积弹性模量  $E_0 = 15.6 \times 10^8 \text{ Pa}$ , 管壁材料为 Q235 钢, 其弹性模量  $E$  为 190~210 GPa, 这里取  $E=200$  GPa, 当管道内径  $d'$  为  $\Phi 10 \text{ mm}$ 、管道壁厚  $\delta$  为 4 mm 时, 冲击波在管道中的传播速度  $c$  的计算公式为:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{d'}{\delta} \cdot \frac{E_0}{E}}} \quad (10)$$

可得  $c \approx 1304 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

#### (4) 液压冲击时压力升高值 $\Delta p_1$ 的计算

根据式 (7) 得  $\Delta p_1 = \rho c u = 900 \times 1304 \times 6.5 = 7.63 \text{ MPa}$

由此可以看出, 管路突然关闭, 液体立即停止流动时所产生的冲击达到了 7.63 MPa, 理解和掌握液压系统中液体流动冲击对元器件的影响即可以避

免其对液压系统的损害, 减少故障的发生。

### 3 测控系统的设计

测控系统由上位机、数据采集卡、PLC 可编程控制系统、电气控制系统、各传感器等组成, 它以 PLC 主控单元为控制核心, 采用人机交互式的智能化设计, 通过上位机+数据采集卡 (或 PLC) 进行信号采集和处理, 通过 PLC+继电器控制电磁阀的换向动作, 从而控制液压平台的各个开关量元器件, 调节比例执行器的参数, 并根据预先编制好的各项试验步骤完成试验, 其工作原理如图 2 所示。

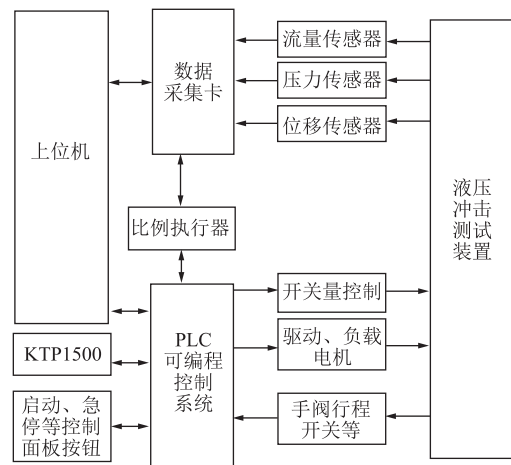


图 2 测控系统的工作原理图

Fig. 2 Working principle diagram of measurement and control system

#### 3.1 PLC 的选型

液压冲击测试装置主要是对大型液压装备的液压系统的冲击进行测试, 要求 PLC 具有抗干扰能力强、能进组态、操作简单快捷等特点, 同时具有信息安全、故障安全等功能, 故系统选用 S7-1500 PLC。

#### 3.2 电气控制系统的设计

电气控制系统的主电路采用 AC 380 V 供电, 控制电路采用 DC 24 V 供电, 以 PLC 可编程控制系统为核心, 主要用于实现对电机、阀等的控制, 实现驱动泵、负载泵的正确运动, 进而完成液压冲击装置的精确控制, 电机的电气控制原理如图 3 所示。

#### 3.3 HMI 人机交互系统的设计

HMI 的人机交互系统主要是实现液压冲击测试和卸荷冲击压力测试工位的界面控制, 使其状态显示更直观。其中, HMI 采用西门子型号为 KTP1500-BASIC-PN 的精简屏来实现人机交互界面, 使用 TIA 博途的 WinCC 工程组态软件来设计 HMI 程序, 实现



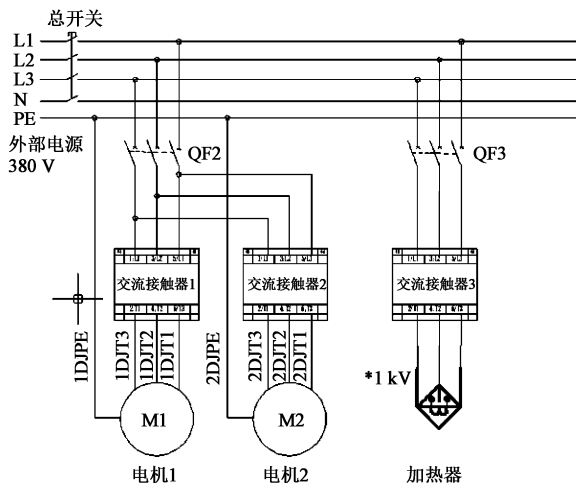
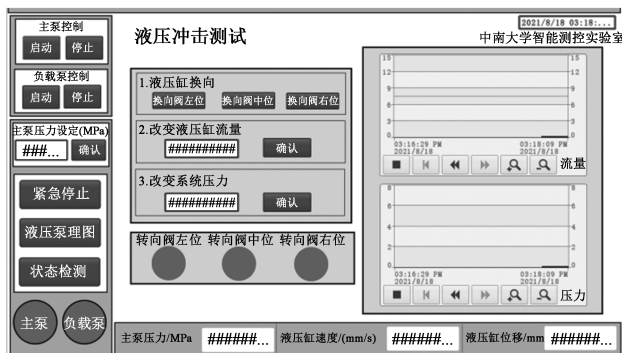


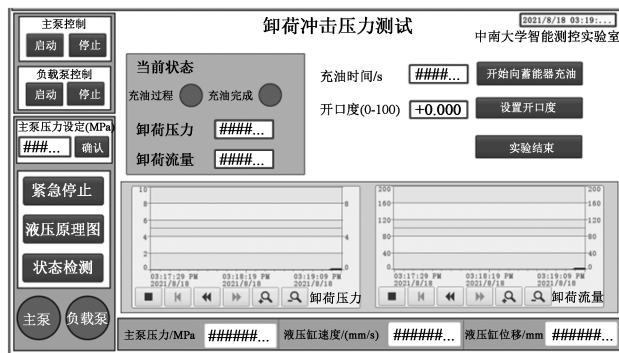
图 3 电气控制原理图

L1、L2、L3. 三相电源的火线 N. 零线 PE. 三相电源的地线 QF2. 电机 M1 和电机 M2 的空气开关 QF3. 加热器的空气开关 1DJPE. 电机 1 的接地线 1DJT1~1DJT3. 电机 1 的三相交流电 2DJPE. 电机 2 的接地线 2DJT1~2DJT3. 电机 2 的三相交流电

Fig. 3 Principle diagram of electrical control



(a)



(b)

图 4 人机交互系统的监控界面

(a) 液压冲击测试的监控界面 (b) 卸荷冲击压力测试的监控界面

Fig. 4 Monitoring interfaces of human-computer interaction system

(a) Monitoring interface of hydraulic impact test (b) Monitoring interface of unloading impact pressure test

储存能量一同释放的过程是相似的<sup>[7-9]</sup>, 因此, 在卸荷冲击压力测试中, 采用蓄能器代替液缸作为油液和能量的储存与释放装置<sup>[10-12]</sup>, 其卸荷冲击测试试验原理如图 5 所示。工作过程为: 当进油电磁球阀 6 打开、排油电磁球阀 4 关闭时, 通过直动式溢流阀 10 设定压力, 油液通过变量泵 14 → 单向阀 13 → 过滤器 11 → 调速阀 8 → 进油电磁球阀 6 → 蓄能器 5 进行充液和充能 (当充能完成后多余的油通过直动溢流阀 10、过滤器 12 中的单向阀流回油箱), 其充液的压力通过压力传感器 7 进行检测; 进油电磁球阀 6 关闭、排油电磁球阀 4 打开时, 当比例插装节流阀输入电信号, 油液通过蓄能器 5 → 比例插装节流阀 3 → 流量传感器 1 → 油箱 15 进行释

对测试装置的液缸换向、液缸流量和压力的改变及其相关曲线的变化、卸荷压力和流量的变化、比例插装节流阀的开口度的控制等状态以及参数进行实时监控, 其人机控制界面如图 4 所示。

## 4 液压冲击装置的试验

液压冲击测试装置的试验主要是对卸荷冲击压力测试工位进行试验, 将比例插装节流阀作为卸荷阀, 利用测控系统实现不同卸荷压力和不同插装节流阀开口度下的卸荷流量和压力曲线的监测, 监测在系统卸荷瞬间, 不同的阀芯开启曲线对系统液压冲击的影响及其卸荷冲击中压力和流量的变化。

### 4.1 卸荷冲击压力测试的工作原理

卸荷冲击压力测试主要应用于某大型装备的液压机工作缸, 但因缸体尺寸较大, 试验条件很难获得。而卸荷的机理即卸荷过程与油液体积增量和

放, 通过高频压力传感器 2 和流量传感器 1 检测蓄能器内油液和能量释放过程中压力和流量的变化, 实现模拟大型液压装备中液压机工作缸的卸荷。

### 4.2 卸荷冲击压力测试试验

在测试时进行了两组试验, 设置的参数为: 充油时间均为 30 s, 系统压力分别为 3 和 5 MPa, 比例插装节流阀开口度分别为 50% 和 100%。在相同的充油时间和不同的压力和开口度的情况下, 卸荷冲击测试试验结果如图 6 和图 7 所示。其中, 卸荷压力图中横坐标为时间、纵坐标为卸荷压力; 卸荷流量图中, 横坐标为时间、纵坐标为卸荷流量。

由图 6 和图 7 可以看出: 当系统压力为 3 MPa、比例插装节流阀开口度为 50% 时, 其卸荷流量大约

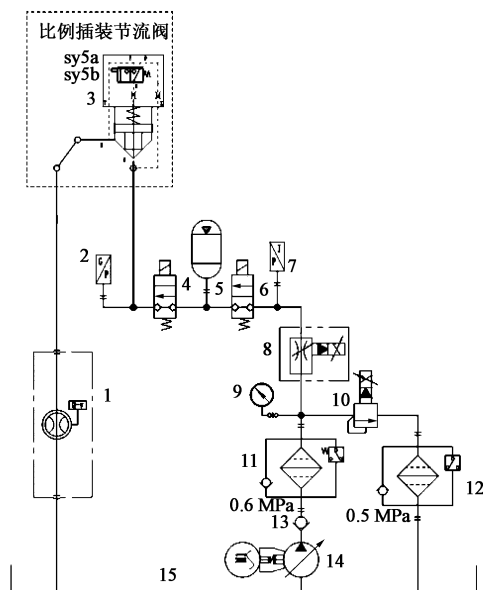


图 5 卸荷冲击压力测试原理图

1. 流量传感器 2. 高频压力传感器 3. 比例插装节流阀  
4. 排油电磁球阀 5. 蓄能器 6. 进油电磁球阀 7. 压力传感器  
8. 调速阀 9. 压力表 10. 直动式溢流阀 11、12. 过滤器  
13. 单向阀 14. 变量泵 15. 油箱

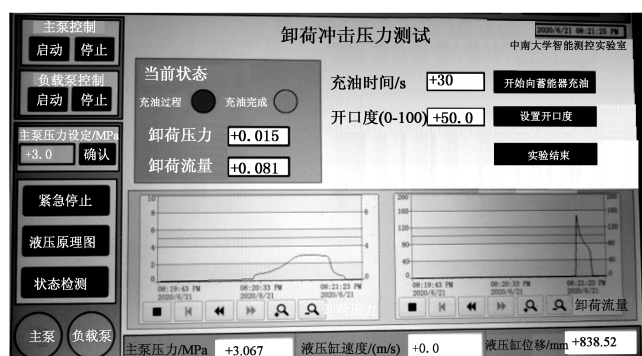
Fig. 5 Principle diagram of unloading impact pressure test

为  $150 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ ，而在比例插装节流阀开口度

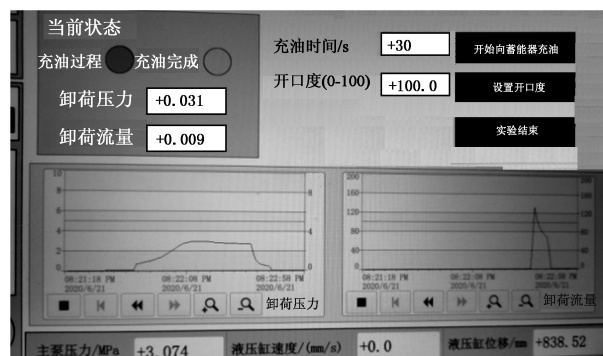
为 100% 时，其卸荷流量为  $130 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ ，即比例插装节流阀开口度在 50% 时的卸荷流量较比例插装节流阀开口度为 100% 时大 15% 左右；但是，在系统压力为 5 MPa 时却相反，比例插装节流阀开口度为 50% 时，其卸荷流量为  $130 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ ，而在比例插装节流阀开口度为 100% 时，其卸荷流量为  $160 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ ，即比例插装节流阀开口度为 50% 时的卸荷流量较开口度为 100% 时小 30% 左右。可见，系统压力不同，比例插装节流阀开口度不同，其流量变化也不同，最终液压冲击大小也不相同。通过试验可以检测出卸荷压力与流量之间的关系，得出卸荷冲击中卸荷压力和流量的变化，测试不同卸荷压力和不同比例插装节流阀开口度下的卸荷流量和压力曲线，找出不同的阀芯开启曲线对系统液压冲击的影响，从而避免因液压冲击对大型液压系统装备液压系统元件的损坏。

## 5 结论

(1) 对液压冲击测试装置进行了设计，对其典型元件进行了设计和选型，并对液压冲击进行了初步计算。



(a)



(b)

图 6 系统压力为 3 MPa 时的压力测试图

(a) 比例插装节流阀开口度为 50% (b) 比例插装节流阀开口度为 100%

Fig. 6 Pressure test diagrams at system pressure of 3 MPa

(a) Opening degree of 50% for proportional cartridge throttle valve

(b) Opening degree of 100% for proportional cartridge throttle valve

(2) 对液压冲击测试装置的测控系统进行了设计，对 PLC 进行了选型，并对电气控制系统和 HMI 的人机交互系统进行了设计。

(3) 以卸荷冲击压力测试为例，对液压冲击装置进行了试验。当系统压力为 3 MPa、比例插装节流阀开口度为 50% 时的卸荷流量较比例插装节流阀开口度为 100% 时大 15% 左右；但是，在系统压力为 5 MPa 时却相反，比例插装节流阀开口度为

50% 时的卸荷流量较开口度为 100% 时小 30% 左右。

(4) 液压冲击装置可以实现液压冲击和卸荷冲击两个工位的测试，从而实现大型液压装备的液压冲击和卸荷冲击的模拟工程过程，这对理解大型液压装备的液压冲击性能、减少由液压冲击引起的设备破坏以及大型设备的故障率具有较大的实际指导意义。

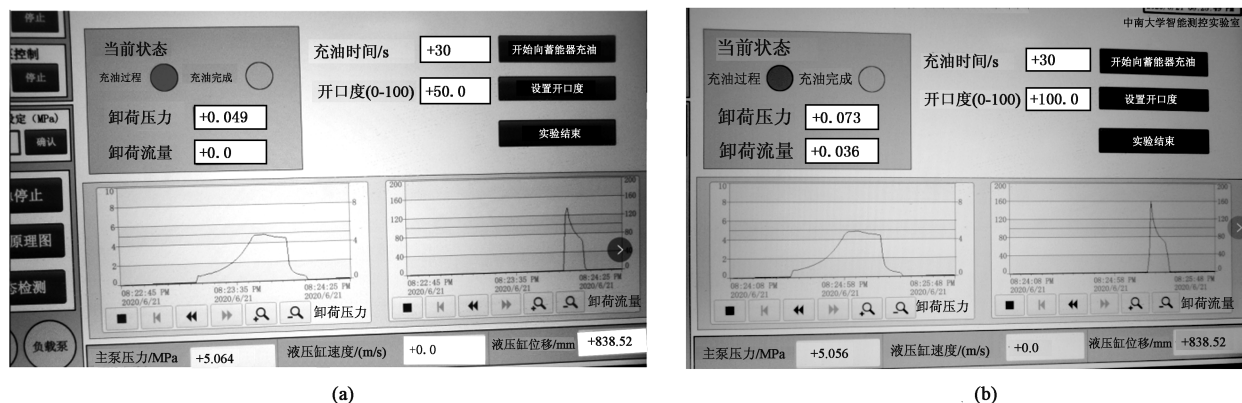


图 7 系统压力为 5 MPa 时的压力测试图

(a) 比例插装节流阀开口度为 50% (b) 比例插装节流阀开口度为 100%

Fig. 7 Pressure test diagrams at system pressure of 5 MPa

(a) Opening degree of 50% for proportional cartridge throttle valve (b) Opening degree of 100% for proportional cartridge throttle valve

## 参考文献:

- [1] 曹立波, 林君哲. 大型轧制伺服液压缸试验台系统的设计与研究 [J]. 机械设计与制造, 2018, (7): 151-153, 157.  
Cao L B, Lin J Z. Design and research on the large rolling servo hydraulic cylinder test platform system [J]. Machinery Design & Manufacture, 2018, (7): 151-153, 157.
- [2] 鲁苗, 陈柏金, 柳龙, 等. 泵控锻造液压机控制系统研究 [J]. 锻压技术, 2021, 46 (7): 140-145.  
Lu M, Chen B J, Liu L, et al. Research on control system of pump-controlled forging hydraulic press [J]. Forging & Stamping Technology, 2021, 46 (7): 140-145.
- [3] 张军, 迪茹侠, 顾海荣, 等. 基于流量控制的负载敏感液压系统防冲击试验 [J]. 广西大学学报: 自然科学版, 2017, 42 (6): 1993-2000.  
Zhang J, Di R X, Gu H R, et al. Experiment on anti-shock method of load-sensing hydraulic system based on hydraulic flow control [J]. Journal of Guangxi University: Natural Science Edition, 2017, 42 (6): 1993-2000.
- [4] 陈罡, 李文龙, 董祥义, 等. 100 MN 橄榄式缠绕液压机结构设计及特性研究 [J]. 锻压技术, 2021, 46 (2): 166-172.  
Chen G, Li W L, Dong X Y, et al. Structural design and characteristic research of 100 MN olivary winding hydraulic press [J]. Forging & Stamping Technology, 2021, 46 (2): 166-172.
- [5] 周颖, 潘一山, 张建卓, 等. 高压大流量安全阀卸荷过程模型构建及仿真分析 [J]. 辽宁工程技术大学学报: 自然科学版, 2018, 37 (1): 136-140.  
Zhou Y, Pan Y S, Zhang J Z, et al. Model building for unloading process of high pressure large flow relief valve and its simulation analysis [J]. Journal of Liaoning Technical University: Natural Science, 2018, 37 (1): 136-140.
- [6] 张嘉鹭, 赵继云. 液压支架大流量安全阀冲击特性试验系统设计及分析 [J]. 液压与气动, 2021, 45 (11): 62-68.  
Zhang J L, Zhao J Y. Design and analysis on impact characteristic test system of hydraulic support large flow safety valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45 (11): 62-68.
- [7] 赵小龙, 赵丁选, 王建涛, 等. 定量泵负载敏感系统卸荷压力冲击抑制研究 [J]. 农业机械学报, 2020, 51 (9): 408-417, 407.  
Zhao X L, Zhao D X, Wang J T, et al. Suppression of unloading pressure shock in load sensitive system of constant displacement pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51 (9): 408-417, 407.
- [8] 赵燕, 韩家威, 张笑. 负载敏感液压系统的防冲击技术研究 [J]. 机床与液压, 2017, 45 (20): 89-92.  
Zhao Y, Han J W, Zhang X. Research on anti-impact technology of load-sensing hydraulic system [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2017, 45 (20): 89-92.
- [9] 贾江波. 液压泵参数对削减负载敏感系统冲击的影响规律仿真研究 [D]. 西安: 长安大学, 2019.  
Jia J B. Simulation Study on Influence of Hydraulic Pump Parameters on Load Sensitive System Impact Reduction [D]. Xi'an: Changan University, 2019.
- [10] 杨建新, 赵锐, 姚玉维. 液压支架单向阀卸荷冲击蓄能测试装置研究 [J]. 机床与液压, 2021, 49 (13): 107-111.  
Yang J X, Zhao R, Yao Y W. Research on testing device for unloading impact energy storage of hydraulic support check valve [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49 (13): 107-111.
- [11] 郑剑智, 朱光伟, 吴尔苗. 液压泵、马达综合性能试验台的设计及不确定度分析 [J]. 液压与气动, 2020, (10): 119-126.  
Zheng Z J, Zhu G W, Wu E M. Design and uncertainty analysis of the comprehensive performance test platform for hydraulic pump and motor [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020, (10): 119-126.
- [12] 何沛恒, 邓斌, 杨帆, 等. 一种节能型电磁换向阀液压冲击仿真 [J]. 液压与气动, 2021, 45 (7): 143-153.  
He P H, Deng B, Yang F, et al. Hydraulic impact simulation of energy saving solenoid directional valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45 (7): 143-153.