

doi: 10.3969/j.issn.1006-1576.2012.01.020

冲裁液压机缓冲系统

何颖¹, 何沛霖², 凌家友³, 黄国勤¹

(1. 重庆大学机械工程学院, 重庆 400044; 2. 东方电机有限公司设备中心, 四川 德阳 618000;
3. 重庆江东机械有限责任公司技术中心, 重庆 404000)

摘要: 为实现液压机在冲裁过程中的减振和降噪, 提出一种可以广泛应用于冲裁液压机的缓冲系统。在对缓冲机理进行分析的基础上, 建立液压缓冲系统的综合特性模型及缓冲过程的动态模型, 运用 Matlab 软件仿真技术进行计算分析, 阐明缓冲作用工作点、节流阻尼、缓冲油缸作用面积和缓冲腔容积大小与缓冲效果间的关系。结果表明: 该结构设计具有一定的创新性和实用性, 可为同类产品设计提供借鉴。

关键词: 液压机; 冲裁; 缓冲; Matlab; 仿真

中图分类号: TP271⁺.31 **文献标志码:** A

Buffer System in Hydraulic Punching Press

He Ying¹, He Peilin², Ling Jiayou³, Huang Guoqin¹

(1. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;
2. Equipment Center, Dongfang Electric Machinery Co., Ltd., Deyang 618000, China;
3. Technology Center, Chongqing Jiangdong Mechanical Co., Ltd., Chongqing 404000, China)

Abstract: A kind of hydraulic punching press that is widely used in the buffer system is researched to realize the vibration and noise reduction in hydraulic punching process, and a comprehensive system of hydraulic characteristics of the buffer model and dynamic model of the buffer process is established based on the buffer mechanism analysis, using the Matlab software to calculate and analyze clarifies the role of the buffer working point, throttling damping, working area of the buffer cylinder and the relationship between the buffer cavity volume and the effects of buffer. The structure of buffer system is reasonable, innovative and practical and can be referred by the same kind of product.

Key words: hydraulic press; punching; buffer; Matlab; simulation

0 引言

液压缓冲系统是一种用来延长冲击负荷的作用时间, 吸收并转化冲击负荷的能量以减少其不良影响^[1]的系统。现代化生产中各种机械设备迅速地向高速化、自动化发展, 使得为这些机械设备提供安全保护作用的液压缓冲系统得到了日益广泛的应用。液压机冲裁缓冲和别的缓冲有根本区别^[2]: 其他缓冲系统都是运动部件已有一定动能的情况下希望能平稳地得到停止, 而冲裁缓冲系统是在液压机的冲头滑块本来就是低速工作, 只是因为板料冲断时, 外负载突然消失, 才被液体弹性压缩能的释放所急剧加速, 从而产生冲击振动和噪声。因此, 笔者对冲裁液压机缓冲系统进行设计与分析。

1 液压机缓冲系统的设计

液压机设计缓冲系统就是要在板料压制过程及板料断裂的瞬间, 给液压机移动横梁一个阻力, 阻止它在工件阻力消失的瞬间迅速下降, 使液压机内的液压能尽可能吸收并转化成液体的热能散发出

去, 并延长冲击负荷的作用时间, 以减少因为能量释放的不及时带来的振动和噪音^[3]。液压机物理模型如图 1 所示。

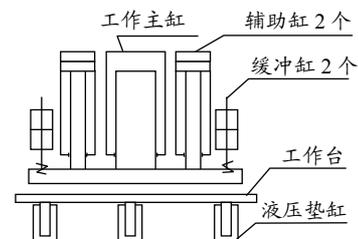


图 1 液压机物理模型图

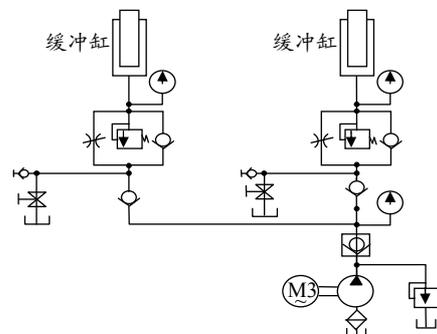


图 2 缓冲系统液压原理图

收稿日期: 2011-08-05; 修回日期: 2011-09-19

作者简介: 何颖(1987—), 女, 四川人, 硕士研究生, 从事流体智能传动与控制研究。

缓冲油缸安装在移动横梁两侧, 并与液压机上横梁相连, 在移动横梁动作过程中起到缓冲作用。由于本液压机用于高压、大流量的场合, 因此缓冲装置的设计采用缸外缓冲的设计方案。设计的液压原理图如图 2 所示。

2 缓冲数学模型的建立

本液压机缓冲系统可简化成由活塞缸、节流阀等液压元件构成的系统^[4], 液压简图如图 3 所示。

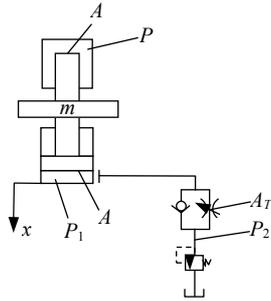


图 3 缓冲系统液压简图

根据液压简图进行数学建模如下:

工作缸油腔的流量连续性方程为:

$$q = A \frac{d^2x}{dt^2} + k_1 p(t) + \frac{V(t)}{E} \frac{dp(t)}{dt} \quad (1)$$

式中: q 为输入工作缸的流量, 此处为零; k_1 为工作缸油液泄漏系数; p 为工作缸油液压力; A 为工作缸的有效面积, 取为 0.48 m^2 ; x 为活塞的位移; V 为工作缸有效容积, $V=V_0+Ax$; E 为油液体积弹性模数;

滑块受力平衡方程为:

$$P(t)A - P_1(t)A_1 + mg = m \frac{d^2x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} \quad (2)$$

式中: P_1 为缓冲缸内油液的压力; A_1 为缓冲缸的有效面积; m 为运动部分的总质量; B 为粘性阻力系数, 参考其他仿真的经验值^[5], 取为 50。

缓冲缸的流量连续性方程为:

$$q_1 = A_1 \frac{d^2x}{dt^2} + k_1 P_1(t) + \frac{V_1(t)}{E} \frac{dP_1(t)}{dt} \quad (3)$$

q_1 为流出缓冲缸的流量; $V_1(t)$ 为缓冲缸的容积,

$V_1(t) = V_1' - A_1 x(t)$; V_1' 为缓冲缸初始容积;

节流阀的流量方程:

$$q_T = CA_T (P_1(t) - P_2(t))^\rho \quad (4)$$

式中: q_T 为节流阀流经的流量; C 为压力流量系数, 与液阻的过流通道形状和液压的性质有关, 取为 0.7; A_T 为节流阀的过流面积; $P_2(t)$ 为背压阀调定

压力; ρ 为节流阀指数, 对于薄壁孔一般取为 0.5。对式 (1)~式 (4) 进行拉普拉斯变换有:

$$Q(s) = AsX(s) + k_1 P(s) + \frac{V(s)}{E} sP(s) \quad (5)$$

$$AP(s) - A_1 P_1(s) = ms^2 X(s) + BsX(s) \quad (6)$$

$$Q_1(s) = A_1 sX(s) + k_1 P_1(s) + \frac{V_1(s)}{E} sP_1(s) \quad (7)$$

$$Q_T(s) = k(P_1(s) - P_2(s)) \quad (8)$$

$$Q_1(s) = Q_T(s) \quad (9)$$

3 缓冲动态性能仿真

联立方程式 (5)~式 (9), 通过 Matlab 软件建立系统框图如图 4 所示。

通过调节系统各参数, 可以获得缓冲缸油液压力波动曲线及滑块位移曲线如图 5 和图 6 所示。

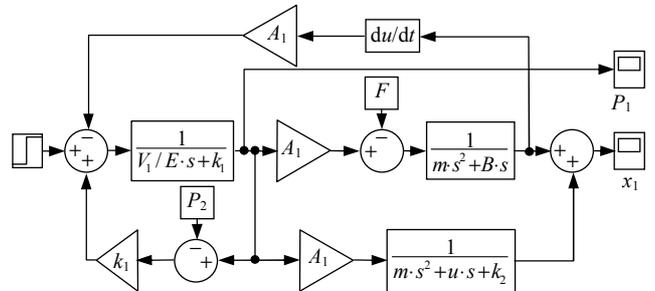


图 4 仿真系统框图

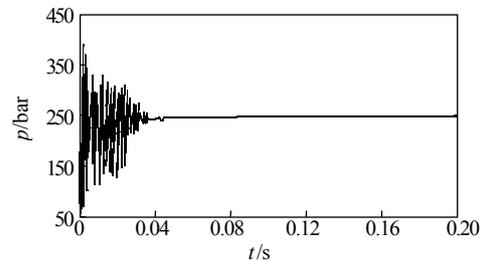


图 5 缓冲缸油液压力波动曲线

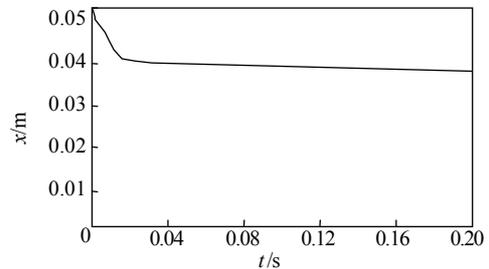


图 6 滑块位移曲线

通过 Matlab 仿真结果可以看出:

- 1) 经过一段时间的振荡后, 缓冲缸的油液压力最后稳定在 25 MPa, 即为背压阀的调定压力, 这是因为节流阀的前后压差为零, 节流阀不起作用, 滑

块停止移动。

2) 只采用节流阀减振的系统油压振荡次数比较频繁, 可以考虑改进缓冲回路的设计, 采用蓄能器和节流阀、溢流阀并用的缓冲方式, 液压阀响应滞后所引起的冲击由蓄能器来吸收。但蓄能器会加大缓冲过程中滑块的位移, 所以应根据压机的性能要求, 考虑是否使用蓄能器。

3) 可以通过增加缓冲缸的容积使其产生一定的反压力来与液压机的冲击力相抵消, 起到减小油液振荡次数的效果。

4) 通过调节节流阀开口大小可以调节滑块下移的位移, 使滑块在 8 mm 内完成缓冲, 达到良好的缓冲效果。

4 结论

液压机的冲裁缓冲有着与一般缓冲作用不同的

(上接第 67 页)

测量系统重点是程序功能调试和系统静态校准。程序模块经逐步测试完成, 各部分功能均正常。各通道综合静态校准精度达到 0.05%, 校准结果合格。

控制系统调试的重点是 PID 参数整定, 在控制系统程序中设置合适的 K_p 、 T_i 和 T_d 等参数, 通过不断修改 PID 参数, 使稳定段总压和引射压力达到指标要求。笔者完成了各个马赫数下的调试, 达到了比较理想的调试结果。测控系统动态调试完成后, 进行了各个马赫数的标模试验, 数据结果良好, 达到国军标要求, 随后, 新系统成功地完成了多期试验。

4 结论

1) 地面调试和风洞试验验证表明: 新研制的风洞测控系统运行稳定可靠, 操作方便, 维护简便, 试验结果合理可信, 表明测控系统改造项目取得了圆满成功。

2) 同改造前的风洞测控系统比较, 新系统设备综合性能显著提高。具体表现为: ① 改造后的测量系统采用主流的 PXI 模块化仪器总线系统, 运行

特点, 实质上是一种阻释作用, 阻止在冲裁过程中积蓄起来的弹性变形能由于板料断裂而突然释放。为了在负载突然消失时, 快速地建立起一个强大的缓冲力, 缓冲系统必须是一个高刚性的节流系统。缓冲腔的总容积不能太大, 否则刚性太差, 不利于缓冲作用力的快速建立。

参考文献:

- [1] 高殿荣, 赵永凯, 吴晓明. 高压液压缓冲装置的设计[J]. 机械设计与制造, 1994(2): 23-25.
- [2] 王荣良, 邵大文. 板冲液压机节流缓冲技术[J]. 机床与液压, 1994(4): 214-219.
- [3] 陈胜涛, 孙栓民. 四柱液压机冲裁缓冲的试验研究[J]. 锻压机械, 2003(2): 26-28.
- [4] 张文斌, 周晓军. 液压缓冲器特性计算与仿真分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(7): 170-174.
- [5] 刘涛. 50000KN 整体式汽车大梁液压机液压控制系统的分析研究[D]. 浙江: 浙江大学, 2002.

稳定可靠, 物理通道由原有的 32 个扩展为 64 个, 并且研制了方便实用的标准化数据采集与数据处理软件; ② 主气流压力控制精度在 $Ma \leq 6$ 时为 0.5%, 与改造前相当, 在 $Ma > 6$ 时控制精度由 0.5% 提高到 0.3%; ③ 改造后的控制系统采用 PLC, 自动化程度高, 设备操作方便, 运行稳定可靠, 故障率低; ④ 控制系统实现参数化配方开车, 在不同马赫数试验时参数配方易于调用和设置; ⑤ 建立风洞运行监控人机界面, 状态监测完善, 具备了运行数据的实时显示、记录、报警等功能。

3) 测控系统项目的成功改造, 不仅提高了风洞试验自动化水平、风洞安全性、运行效率和顾客满意度, 还拓宽了风洞的综合性能, 具有一定的应用和推广价值。

参考文献:

- [1] 金以慧, 等. 过程控制[M]. 北京: 清华大学出版, 1993: 10-22.
- [2] 廖常初. S7-300/400 PLC 应用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006: 50-100.
- [3] 刘海涛. Borland C++ Builder[M]. 北京: 清华大学出版社, 2000: 20-50.
- [4] 崔坚. 西门子 S7 可编程序控制器-STEP 7 编程指南[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 23-45.