

液压弹射机构动力系统研究

赵伟, 阮健, 李胜, 裴翔

(浙江工业大学 特种装备制造与先进加工技术教育部重点实验室, 浙江 杭州 310014)

摘要: 为实现液压弹射, 提出一种液压动力系统技术方案, 主要由高速液压缸、活塞式蓄能器、主阀和伺服阀组成。设计了新型液压缸缓冲结构, 以避免液压缸活塞运动行程末端产生强烈的撞击与振动。论述了系统工作原理和设计方法, 建立了系统的数学模型, 采用数字仿真的方法对弹射和缓冲过程的特性进行了理论研究, 并与实验数据对比且基本吻合, 结果表明: 动力系统能够在70 ms时间内使液压缸活塞运动速度达到7 m/s, 在12 mm液压缸活塞缓冲行程内达到95%的缓冲效率。

关键词: 自动控制技术; 液压弹射; 高速液压缸; 缓冲过程

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-1093(2013)04-0459-06

DOI: 10.3969/j.issn.1000-1093.2013.04.012

Research on Power System of Hydraulic Catapult Mechanism

ZHAO Wei, RUAN Jian, LI Sheng, PEI Xiang

(Key Laboratory of Special Purpose Equipment and Advanced Manufacturing Technology, Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, Zhejiang, China)

Abstract: A hydraulic power system design was proposed to achieve a hydraulic catapult, which mainly consists of a high-speed hydraulic cylinder, a piston accumulator, a main valve and a servo valve. An ingenious cylinder cushion structure was designed to avoid strong shock and vibration at the stroke end of hydraulic cylinder piston. The system working principle and design method were discussed. Then a system mathematical model was established, and the characteristics of the catapult and cushion process were further investigated through numerical simulation. Theoretical results were finally compared with the experimental ones, and it was found that they are in agreement. The results show that the moving speed of hydraulic cylinder piston is up to 7 m/s within 70 ms, and the cushion efficiency reaches 95% within 12 mm cushion stroke of hydraulic cylinder piston.

Key words: automatic control technology; hydraulic catapult; high-speed hydraulic cylinder; cushion process

0 引言

弹射技术(弹射器)广泛应用于现代军事工业, 如飞机的弹射起飞、导弹的弹射发射、弹射救生座椅

等。按照动力执行元件的不同, 主要有燃气式、蒸汽式、电磁式和液压气动式, 其中燃气式存在高温损害、蒸汽式体积庞大效率低、电磁式存在强磁场干扰^[1]。美国海军曾在航母上安装液压弹射器, 后来

收稿日期: 2012-05-03

基金项目: 浙江省科技厅重大科技专项重点工业项目(2011C11059)

作者简介: 赵伟(1986—), 男, 博士研究生。E-mail: zhaoweii@sina.com;

阮健(1963—), 男, 教授, 博士生导师。E-mail: wxmin@mail.hz.zj.cn

受到功率不足的限制,满足不了大型飞机的起降要求而被淘汰^[2]。但液压弹射技术具有功率-质量比大、快速性好等优点,随着液压控制元件技术的进步,在中小功率、移动式弹射设备中重新获得重视^[1]。如无人飞机的气液压弹射起飞装置^[3-4],主要由气液压力系统、滑轮增速系统、缓冲系统和卸荷系统等组成,动力系统使液压缸活塞速度达到 5 m/s,通过滑轮增速进行 6~7 倍的速度放大以满足无人机的起飞速度要求,通过卸荷系统使动力系统卸荷,同时缓冲系统对飞行器发射载体进行减速制动^[5]。与之相比,本文研究的液压弹射动力系统具有极快的响应速度(从发出指令到活塞加速过程结束约 70 ms),采用液压缸内部缓冲结构进行系统的缓冲制动(无人机弹射系统依靠液压缸外部增加卸荷系统与缓冲制动系统进行制动),制动过程不需要外部控制,更加可靠,缓冲效率高,结构紧凑。另据资料显示,EDO 公司为美国新一代隐身战机提供的 AVEL 垂直导弹发射系统也采用液压(气液混合)弹射技术,关于 AVEL 系统的技术细节,EDO 公司尚未对外公布^[6]。

本文提出了一种以伺服阀作为核心控制元件的液压弹射动力系统技术方案,旨在发展响应时间短、弹射速度快、结构紧凑的液压弹射装置。采用蓄能器提供弹射流量以解决液压泵功率不足的限制,设计了一种新型液压缸缓冲结构以避免高速活塞组件对液压缸端盖的撞击。在论述系统工作原理和设计方法的基础上,分别对动力系统的弹射和缓冲过程进行了理论和实验研究。

1 液压弹射动力系统

1.1 系统工作原理

如图 1 所示,溢流阀设定系统工作压力,电磁阀打开,液压泵输出的高压油液进入主阀进油腔,并通过伺服阀进入主阀回油腔,在弹簧力作用下主阀阀芯静止,主阀关闭,液压缸处于复位状态。由于蓄能器气体充气压力低于系统工作压力,约为后者的 0.5 倍,则高压油液进入蓄能器压缩气体存储能量。当蓄能器气体压力达到系统压力,蓄能器充液过程结束,切换伺服阀阀芯位置,使其出口与油箱连通,造成主阀回油腔油液失压,主阀阀芯两端压力失去平衡并快速上移,主阀打开,蓄能器气体膨胀并推动油液通过主阀进入液压缸进油腔,推动活塞实现弹射,液压缸回油腔油液作为补充流量通过差动回路引回进油腔。弹射结束,切换伺服阀使其进出油

口连通,主阀重新关闭,通过相关辅助回路使液压缸回缩复位,准备下次弹射。

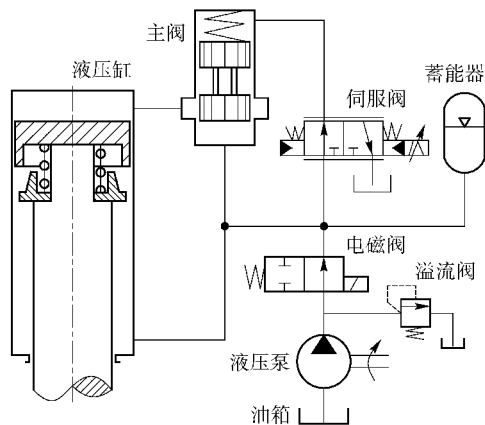


图 1 液压弹射动力系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of hydraulic catapult power system

1.2 高速液压缸缓冲结构

高速液压缸必须进行适当的缓冲与制动,以避免产生强烈的撞击与振动,采用液压缸内部缓冲结构较合适^[7]。如图 2 所示,缓冲结构由缓冲活塞、活塞和复位弹簧组成,活塞与活塞杆刚性连接。图 2(a)中,缓冲活塞首先进入缓冲区,部分遮盖回油口,提高回油腔压力,起到辅助缓冲作用;图 2(b)中,当缓冲活塞与液压缸缸盖接触,缓冲活塞停止运动,活塞继续推动活塞杆向前运动,活塞与缓冲活塞之间的容腔(称为缓冲腔)在活塞的挤压作用下,油液压力(称为缓冲腔压力)急剧升高,阻碍活塞运动。由于缓冲活塞带有锥型凸缘,缓冲腔的油液受挤压流动的截面积是逐渐变小的,缓冲效果比较平稳。缓冲过程结束后,由复位弹簧使缓冲活塞与活塞分离复位。

2 系统设计分析

液压动力系统在弹射过程中加速液压缸活塞使其最大速度超过 8.0 m/s,进入液压缸的油液流量在活塞速度最大时达到最大,根据流量连续性方程(1)式计算接近 2 000 L/min。液压泵的瞬时流量达不到要求,采用蓄能器提供此流量。

$$Q = Av, \quad (1)$$

式中: Q 为流过管道任一横截面的流量; A 为管道横截面有效面积; v 为油液在管道中的平均流速。

动力系统在弹射过程中,蓄能器气体膨胀对外做功转变为弹射组件(活塞组件及负载)的动能及管路中损耗的热能,根据能量公式得

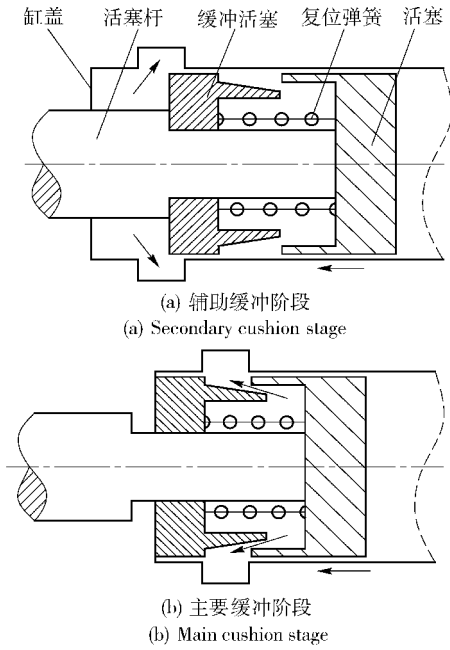


图2 高速液压缸缓冲结构

Fig. 2 High speed cylinder cushion structure

$$\bar{p}_a \Delta V \eta = \frac{1}{2} m u^2 + \Delta p \Delta V, \quad (2)$$

式中： \bar{p}_a 为蓄能器弹射过程中的平均压力； m 为活塞组件及负载总质量； u 为负载速度； η 为机械及容积总效率；弹射过程所需油液体积

$$\Delta V = \frac{\frac{1}{2} m u^2}{\bar{p}_a \eta - \Delta p}. \quad (3)$$

Δp 为管路总压力损失，由沿程和局部损失两部分构成，由于管路短而粗，以局部压力损失为主。由于管路流道复杂且存在局部阻力区域的重叠干扰，按(4)式计算的结果不够准确，需通过试验确定。

$$\Delta p = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (4)$$

式中： λ 为沿程阻力系数； l 和 d 分别为管路长度与直径； ρ 为油液密度； ξ 为局部阻力系数。

若系统结构参数不变，由(4)式知 Δp 只与液流速度相关，可在空载状态下测出不同弹射速度对应的 Δp 值进行标定，则不同质量负载所需蓄能器平均压力 \bar{p}_a 可按(5)式计算。

$$\bar{p}_a = \bar{p}_0 + \frac{1}{2} \frac{(m - m_0) v^2}{\Delta V}, \quad (5)$$

式中： \bar{p}_0 为空载时蓄能器平均压力； m_0 为空载质量。

3 数学模型

将液压动力系统工作过程分为 2 个阶段：

- 1) 弹射过程，从开始至负载获得最大速度并脱离液压缸；
- 2) 缓冲过程，负载已被弹出，活塞组件在缓冲作用下，速度由最大减至较小值。

3.1 弹射过程数学模型

弹射过程中，高压油液通过主阀进入液压缸进油腔，其简化模型如图 3 所示，由 2 部分构成：1) 蓄能器排出的油液，为主要部分；2) 液压缸差动回路引回的油液，即

$$Q_1 = Q_s + Q_2, \quad (6)$$

式中： Q_1 为流入液压缸进油腔的流量； Q_s 为蓄能器排油流量； Q_2 为液压缸回油腔流出的流量。

如图 3 所示，按照流体动力学理论，流入液压缸进油腔的流量 Q_1 (弹射流量) 与从液压缸回油腔流出的流量 Q_2 分别为

$$Q_1 = C_d A_{L1} \sqrt{\frac{2(p_s - p_1)}{\rho}}, \quad (7)$$

$$Q_2 = C_d A_{q2} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_s)}{\rho}}. \quad (8)$$

液压缸进油腔与回油腔的流量连接性方程分别为

$$Q_1 = A_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_1}{E_h} \frac{dp_1}{dt}, \quad (9)$$

$$Q_2 = A_2 \frac{dy}{dt} - \frac{V_2}{E_h} \frac{dp_2}{dt}. \quad (10)$$

据牛顿运动定律，液压缸活塞组件及其负载的动力学方程为

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = p_1 A_1 - p_2 A_2 + mg - F_f - B_v \frac{dy}{dt}. \quad (11)$$

(7)式 ~ (11) 式中： C_d 为流量系数，取 0.6； A_{L1} 为进油节流面积，即主阀阀口开启面积，与主阀芯位移成正比； A_{q2} 为回油节流面积； p_s 、 p_1 、 p_2 分别为蓄能器、液压缸进油腔和回油腔压力； A_1 、 A_2 为液压缸进回油腔活塞面积； y 为液压缸活塞杆位移； V_1 、 V_2 为液压缸进回油腔容积； E_h 为油液弹性模量，取 700 MPa； F_f 为液压缸活塞和活塞杆处密封件的库伦摩擦力； B_v 为粘性摩擦系数。

伺服阀响应时间决定主阀开启速度，即决定系统响应速度。伺服阀响应时间为 5 ms，并假定阀芯位移按线性变化，如图 3 所示，主阀阀芯运动过程中，回油节流口的流量方程为

$$Q_m = C_d A_m \sqrt{\frac{2p_m}{\rho}}. \quad (12)$$

主阀回油腔的流量连续性方程为

$$Q_m = A_v \frac{dy_v}{dt} - \frac{V_m}{E_h} \frac{dp_m}{dt}. \quad (13)$$

主阀阀芯的动力学方程为

$$m_v \frac{d^2 y_v}{dt^2} = (p_s - p_m) A_v - K_m y_v - B_{vm} \frac{dy_v}{dt}. \quad (14)$$

(12)式~(14)式中: Q_m 为主阀回油流量; p_m 为主阀回油腔压力; A_m 为主阀回油节流面积,即伺服阀开口面积; A_v 为主阀阀芯作用面积; y_v 为主阀芯位移; V_m 为主阀回油腔体积; m_v 为主阀芯质量, B_{vm} 为主阀粘性摩擦系数。

蓄能器气体膨胀过程时间较短,气体状态变化可按绝热过程处理,即

$$p_{g0} V_{g0}^k = p_g V_g^k. \quad (15)$$

蓄能器液体部分,活塞推动油液迅速排出,其排出油液流量为

$$Q_s = A_s \frac{dy_s}{dt} + \frac{V_s}{E_h} \frac{dp_s}{dt}. \quad (16)$$

蓄能器活塞动力学方程为

$$m_s \frac{d^2 y_s}{dt^2} = p_g A_s - p_s A_s - F_{fs} - B_{vs} \frac{dy_s}{dt}. \quad (17)$$

(15)式~(17)式中: V_s 、 V_{s0} 为蓄能器油液体积及其初始体积, $V_s = V_{s0} + A_s y_s$; p_s 为蓄能器油液压力; p_g 、 p_{g0} 为蓄能器气体压力及其初始压力; V_g 、 V_{g0} 为蓄能器气体体积及其初始体积, $V_g = V_{g0} + A_s y_s$; A_s 为蓄能器活塞面积; m_s 为蓄能器活塞质量; y_s 为蓄能器活塞行程; F_{fs} 为蓄能器活塞密封件库伦摩擦力; B_{vs} 为蓄能器活塞的粘性摩擦系数; k 为绝热系数,取 1.4。

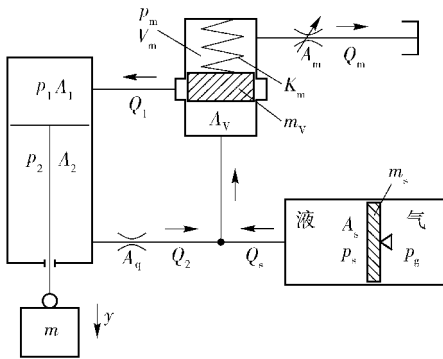


图3 液压动力系统模型

Fig. 3 Hydraulic power system model

3.2 缓冲过程数学模型

活塞缓冲过程开始时负载已经脱离,虽然液压缸速度较快但质量较小仅仅是活塞组件的质量,缓冲时回油流量是活塞挤压缓冲腔的流量,如图4所示。

活塞缓冲过程中缓冲腔的流量连续方程为

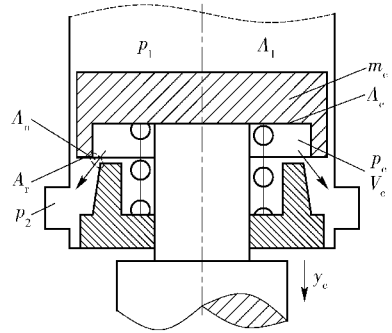


图4 活塞缓冲过程模型

Fig. 4 Piston cushion process model

$$Q_c = A_c \frac{dy_c}{dt} - \frac{V_c}{E_h} \frac{dp_c}{dt}. \quad (18)$$

活塞缓冲过程中流出缓冲腔的流量为

$$Q_c = C_d A_n \sqrt{\frac{2(p_c - p_2)}{\rho}}. \quad (19)$$

活塞组件的动力学方程为

$$m_c \frac{d^2 y_c}{dt^2} = p_1 A_1 + m_c g - p_c A_c - p_2 A_r - K_c y_c - F_{fc} - B_{vc} \frac{dy_c}{dt}. \quad (20)$$

(18)式~(20)式中: Q_c 为缓冲流量; p_c 为缓冲腔压力; A_n 为缓冲节流面积,其值是缓冲活塞锥度和活塞缓冲行程的函数; y_c 为缓冲行程; A_c 为缓冲腔活塞作用面积; A_r 为液缸回油腔作用面积; V_c 为缓冲腔容积; m_c 为活塞组件质量; K_c 为复位弹簧刚度; F_{fc} 为活塞密封件库伦摩擦力; B_{vc} 为缓冲过程粘性摩擦系数。

4 仿真分析与实验研究

(6)式~(17)式构成了弹射过程的液压动力系统数学模型,很难获得其解析解,采用四阶龙格库塔公式,在MATLAB软件中编程得到其数值近似解,液压缸活塞缓冲过程也采用同样的研究方法。(18)式~(20)式构成缓冲过程数学模型,求解可得活塞速度和缓冲腔压力随缓冲行程的变化情况,需关注的是速度的变化是否剧烈,缓冲腔压力峰值不能过高,防止破坏腔壁。动力系统主要结构参数如表1所示。

动力系统实验原理如图5所示,实验中系统及负载水平放置,活塞推动负载水平方向运动,没有负载重力作用的影响(理论上活塞竖直方向运动,存在负载重力作用影响)。由于活塞竖直向下运动过程中,重力作用对增大活塞运动速度是有益的,因此,水平试验时活塞运动速度能够达到要求,理论上

活塞运动速度也必然能够满足弹射要求。另外,活塞缓冲过程开始时,负载被弹出,只有活塞组件的质量在缓冲制动下停止。其中 3 个压力传感器(型号:中国航天科技集团公司第 701 研究所 AK-2)分别测蓄能器压力 p_s 、液压缸进回油腔压力 p_1 和 p_2 ,速度传感器(型号:MTS 传感器 RHM0300MD60)测活塞速度(弹射速度),数字示波器(型号:Agilent DSO6014A)记录测试数据,图 5 中未画出。

表 1 液动力系统主要结构参数

Tab.1 The main structural parameters of hydraulic power system

参数	数值
活塞组件及负载总质量 m/kg	210
活塞组件质量 m_c/kg	10
活塞加速行程 y/mm	225
活塞缓冲行程 y_c/mm	20
液压缸活塞面积 A_1/mm^2	3630
液压缸活塞杆面积 A_2/mm^2	2826
主阀阀芯质量 m_v/kg	0.1
主阀阀芯作用面积 A_v/mm^2	706
主阀阀芯最大位移 y_v/mm	12
伺服阀最大开口面积 A_m/mm^2	28.6
蓄能器活塞面积 A_s/mm^2	3846
蓄能器活塞质量 m_s/kg	1.1
蓄能器活塞最大行程 y_s/mm	208
蓄能器气体初始体积 V_{g0}/L	0.9
缓冲腔活塞作用面积 A_c/mm^2	840
缓冲活塞锥度	1:50

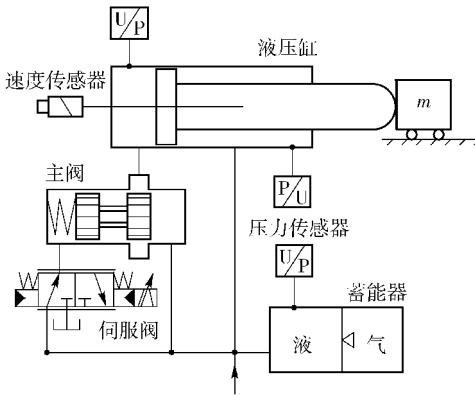


图 5 液动力系统实验原理

Fig.5 Experimental principle of hydraulic power system

图 6 为理论和实测弹射过程液压缸活塞速度曲线,20 MPa 工作压力对应的理论和实测速度均能在 70 ms 内达到 7 m/s,理论值高于实测值约 1.3 m/s。由于理论上考虑了负载重力的影响,试验中负载水平放置,没有重力的影响,因此存在由重力引起的活塞末速度误差约 0.6 m/s,其他因素包括系统初始阻力、泄漏及管道压力损失。

图 7 和图 8 中,液压缸进油腔的压力 p_1 在极短时

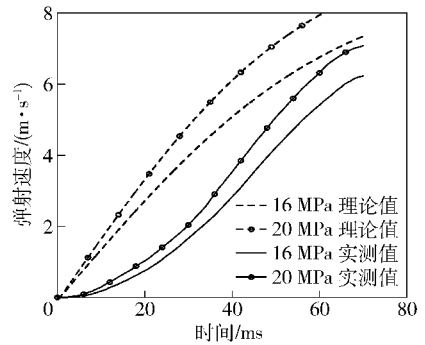


图 6 液压缸活塞速度曲线

Fig.6 Velocity curves of cylinder piston

间内上升到蓄能器压力 p_s ,然后 p_s 和 p_1 同步减小。随着液压缸活塞速度增大, p_s 和 p_1 的差值(压降)不断增大,这在理论和实测曲线中都反映出来,实测最大压降 3 MPa(对应液压缸活塞最大速度)大于理论值。

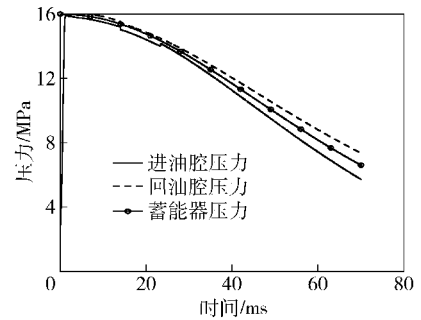


图 7 弹射过程理论压力曲线

Fig.7 Theoretical pressure curves of catapult process

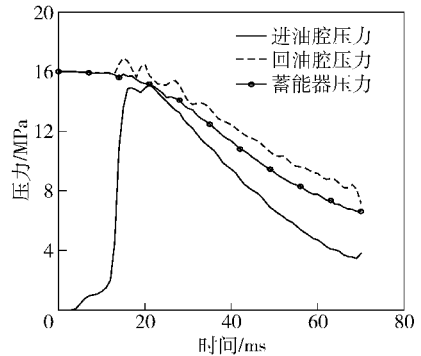


图 8 弹射过程实验压力曲线

Fig.8 Experimental pressure curves of catapult process

图 9 中,活塞缓冲速度在 12 mm 缓冲行程内由 7.6 m/s 减至 1.7 m/s,此后随着行程的增加,速度不再减小。缓冲制动过程对缓冲活塞锥度的加工精度比较敏感,如果此精度不能保证,缓冲速度应有波动;另外,缓冲腔的油液挤出流动(节流部分)是按照薄壁孔的出流公式计算的,但随着缓冲行程的加大,节流部分由薄壁孔逐渐变为细长环形缝隙,这也

是理论和实验速度差异的部分原因。

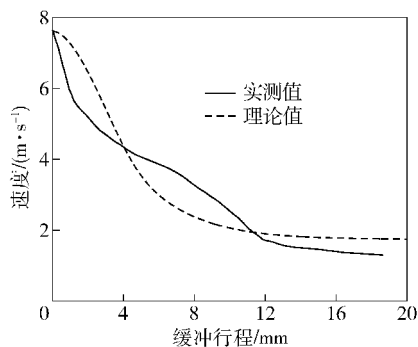


图 9 液压缸活塞缓冲速度曲线

Fig. 9 Velocity curves of cylinder piston cushion

图 10 的压力曲线说明了图 9 活塞速度的变化过程,缓冲开始时,活塞速度最快,导致缓冲腔压力 p_c 急剧升高,达到 22 MPa (缓冲前 p_c 仅为 6 MPa),活塞受到很大的反向制动力,速度迅速降低,随着速度降低 p_c 开始回落,在 12 mm 行程后基本稳定在 8 MPa,缓冲过程中回油腔压力 p_2 基本不变。

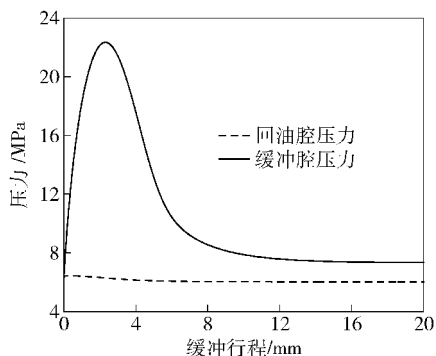


图 10 活塞缓冲过程理论压力曲线

Fig. 10 Theoretical pressure curves of piston cushion process

5 结论

传统的弹射系统采用燃气或者高压气体作为动力源。燃气温度(1 500 °C 以上)对设备安全性构成严重威胁,气动弹射装置需要附带高压气瓶,且只能单次使用,造成设备笨重,同时,气动控制元件的响应速度慢,不能满足系统快速反应的要求。因此,提出液压弹射动力系统方案,通过建立系统数学模型对其进行了理论研究,并搭建原理样机进行了试验验证。

1) 本文研究的液压弹射动力系统结合了气体易于压缩存储能量和液体易于传递动力的特点。采用伺服阀控制主阀快速开启的方案,保证了系统对指令信号的快速反应能力;采用蓄能器较长时间的

充液存储能量与快速释放,保证了足够的弹射能量,不但结构紧凑且能够重复使用。结果表明,液压动力系统能够在 70 ms 时间内完成活塞加速过程,活塞运动速度达到 7 m/s 以上。

2) 传统的液压缸缓冲结构在缸盖处设置缓冲腔,造成缸盖尺寸大结构笨重,由于缓冲腔与活塞杆密封部位相连,高速制动产生的高压会对活塞杆密封件可靠性构成威胁。采用的高速缓冲结构其缓冲腔由活塞与缓冲活塞独立组成,不与密封件接触,能够承受更高的冲击压力,且不增加液压缸外部尺寸。结果表明,缓冲结构能够在 12 mm(时间约 10 ms) 液压缸活塞缓冲行程内使活塞速度由 7.6 m/s 降至 1.7 m/s,缓冲效率达到 95% (缓冲效率 = $\frac{\text{缓冲前动能} - \text{缓冲后动能}}{\text{缓冲前动能}} \times 100\%$)。

参考文献 (References)

- [1] 芮守祯,邢玉明. 导弹发射动力系统发展研究[J]. 战术导弹技术, 2009, (5): 4-9.
RUI Shou-zhen, XING Yu-ming. Development research on missile launching power system [J]. Tactical Missile Technology, 2009, (5): 4-9. (in Chinese)
- [2] 鸥汛. 航母的弹射装置[J]. 现代舰船, 2005, (7): 41-44.
OU Xun. Aircraft carrier catapult device [J]. Modern Ships, 2005, (7): 41-44. (in Chinese)
- [3] Monkewitz M. A hydraulic catapult for the launch of unmanned aircraft [C] // Proceedings of the Ninth International Remotely Piloted Vehicle Conference. Bristol, UK, 1991: 20.1-20.5.
- [4] 李悦, 张海黎. 无人机气液压发射原理试验研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2010, 42(6): 699-703.
LI Yue, ZHANG Hai-li. Principle experiments of hydraulic and pneumatic launching of UAV [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2010, 42(6): 699-703. (in Chinese)
- [5] 李悦, 巫成荣, 吴泊宁, 等. 无人机气液压弹射装置的关键系统设计[J]. 南昌航空工业学院学报: 自然科学版, 2002, 16(2): 63-67.
LI Yue, WU Cheng-rong, WU Bo-ning, et al. Design of the key systems in gas fluid pressure launch equipment of pilotless aircraft [J]. Journal of Nanchang Institute of Aeronautical Technology: Natural Science, 2002, 16(2): 63-67. (in Chinese)
- [6] Tweet. EDO's avel missile ejection system: extending the raptor's claws [EB/OL]. 2006 [2012-07-18]. <http://www.defense-industrydaily.com/edos-avel-missile-ejection-system-extending-the-raptors-claws-01848>.
- [7] 丁凡. 高速液压缸缓冲过程的研究[J]. 钢铁, 1998, 33(8): 54-57.
DING Fan. Study on cushion process of high speed hydraulic cylinder [J]. Iron and Steel, 1998, 33(8): 54-57. (in Chinese)