

装备与成套技术

## 锻造操作机液压缓冲装置的性能研究

陈柯杰<sup>1</sup>, 刘艳妍<sup>1</sup>, 张起樑<sup>1</sup>, 王志强<sup>2</sup>

(1. 兰州交通大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730070; 2. 甘肃烟草工业有限责任公司, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 介绍了锻造操作机常用的液压缓冲装置的结构特点和缓冲原理。根据流量连续性方程和伯努利方程, 结合双向缓冲缸与蓄能器的受力变化, 得到了双向缓冲缸在任意时刻所受外部载荷的关系式, 将液压缓冲装置简化为刚度-阻尼系统, 并通过微分求导获得了缓冲装置的动态刚度、动态阻尼的数学模型, 再通过 Matlab 对蓄能器初始充气压力和初始充气容积、缓冲缸行程对缓冲装置刚度的影响, 以及缓冲缸油腔环形横截面面积、阻尼孔横截面面积对阻尼的影响进行分析。最后, 基于遗传算法对缓冲装置中蓄能器的初始充气容积和初始充气压力进行优化, 得到一组 Pareto 非劣解集, 并基于理想解排序方法对 Pareto 非劣解集进行优化处理, 得到最佳的缓冲装置中蓄能器的初始充气压力及初始充气容积的匹配方案。

**关键词:** 锻造操作机; 双向缓冲缸; 蓄能器; 动态刚度; 动态阻尼

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.09.018

**中图分类号:** TG315

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-3940 (2023) 09-0142-08

## Study on performance of hydraulic buffer device for forging manipulator

Chen Kejie<sup>1</sup>, Liu Yanyan<sup>1</sup>, Zhang Qiliang<sup>1</sup>, Wang Zhiqiang<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Lanzhou Jiao Tong University, Lanzhou 730070, China;

2. Gansu Tobacco Industrial Co., Ltd., Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** The structural characteristics and buffering principle of hydraulic buffer device commonly used in forging manipulator were introduced, and according to the flow continuity equation and Bernoulli equation, combined with the force changes of two-way buffer cylinder and accumulator, the relationship for the external loads of the two-way buffer cylinder at any time was obtained. Then, the hydraulic buffer device was simplified into a stiffness-damping system, and the mathematical model of dynamic stiffness and dynamic damping for buffer device was obtained through differential derivation. Furthermore, the influences of initial inflated pressure and initial inflated volume of accumulator and stroke of buffer cylinder on the stiffness of buffer device, and the influence of oil chamber ring-shaped cross-sectional area of buffer cylinder and cross-sectional area of damping hole on the damping were analyzed by Matlab. Finally, based on genetic algorithm (GA), the initial inflated volume and the initial inflated pressure of accumulator in the buffer device were optimized to obtain a group of Pareto non-inferior solution set, and the Pareto non-inferior solution set was optimized based on the ideal solution sorting method to obtain the best matching scheme of the initial inflated pressure and the initial inflated volume of accumulator for the buffer device.

**Key words:** forging manipulator; two-way buffer cylinder; accumulator; dynamic stiffness; dynamic damping

锻造操作机是一种关键辅助机械装备, 协同锻压机实现锻压自动化和机械化。为满足对锻件开坯、拔长、镦粗、整圆等工艺要求, 锻造操作机需具备行走、前后侧移、平升平降、上下倾斜、钳杆旋转、对中、缓冲等多种功能<sup>[1-2]</sup>。缓冲装置是锻造操作

机上常用的一种降低冲击载荷和使操作机钳杆平稳的装置。由于锻造操作机本身重量大, 具有大负载和大惯量的工作特点, 操作机在大车行走启停和前后换向时均具有较大的冲击振动, 且在辅助锻造压机对工件进行加工时, 压机的砧块强迫钳架相应向下移动而产生很大的冲击载荷, 并通过锻件传递给钳架、升降倾斜机构、机架等各部位。尤其是自由锻的锤击速度达到每分钟七八十次时, 最容易对锻造操作机造成损坏<sup>[3-5]</sup>。这种情况下, 一方面会加速机械传动构件和液压系统元件的损坏、降低设备性能, 严重影响操作机的快速性和重载灵巧性; 另

收稿日期: 2023-02-22; 修订日期: 2023-05-27

基金项目: 高性能复杂制造国家重点实验室资助项目 (Kfkt2002-02)

作者简介: 陈柯杰 (1997-), 男, 硕士研究生

E-mail: 2622043178@qq.com

通信作者: 刘艳妍 (1964-), 女, 学士, 教授, 硕士研究生导师

E-mail: liuyy@mail.lzjtu.cn

一方面会严重制约高质量大型锻件的高效生产。

刘军毅等<sup>[6]</sup>对比分析了不同缓冲方式作用下钳架运动的缓冲特性, 得到了既能够满足大缓冲力、又能快速复位的缓冲装置模型。赵春玲等<sup>[7]</sup>利用 AMESim 仿真分析了双向缓冲缸的动态特性, 研究了双向缓冲缸对锻造操作机大车行走机构的影响。高惠敏<sup>[8]</sup>分析计算了锻造操作机的机械缓冲装置和液压缓冲装置的冲击力与冲击行程。徐明等<sup>[9]</sup>设计了一种锻造操作机液压缓冲系统, 并利用 AMESim 软件对该液压系统进行仿真分析, 分析了不同溢流压力对缓冲系统的影响, 并利用 Matlab/Simulink 对锻造操作机的缓冲系统进行了总体建模, 分析了缓冲系统的动态响应情况。相关学者对操作机做出了大量研究, 但是, 对锻造操作机不同缓冲装置的性能以及影响其性能参数的因素的研究较少。

本文介绍了锻造操作机常用的液压缓冲装置的结构特点和工作原理, 通过分析其结构特点和工作原理建立了其刚度和阻尼的数学模型, 并采用 Matlab 对各参数对缓冲装置的影响进行了分析。其次, 基于操作机缓冲装置刚度的数学模型, 利用遗传算法 (Genetic Algorithm, GA) 对蓄能器的初始充气压力和初始充气容积进行多参数目标优化, 得到一组 Pareto 非劣解集, 并通过理想解排序法得到最优的蓄能器初始充气压力和初始充气容积组合。

## 1 缓冲装置在锻造操作机中的位置

锻造操作机作为巨型工业机器人, 主要由缓冲机构、平升降机构、大车行走装置及液压控制系统组成。为研究操作机缓冲系统的运行机理, 将大车行走装置简化为一个有质量的小车, 锻造操作机的整体简化模型如图 1 所示。锻造操作机的缓冲装置如图 1 中的缓冲缸 3 所示。

## 2 缓冲装置的结构与工作原理

### 2.1 结构特点

由于锻造操作机在工作时所受的冲击载荷是双向的, 所以其配备的液压缓冲装置也必须具备吸收双向冲击载荷和卸载时复位的能力。锻造操作机的液压缓冲装置是由双向缓冲缸匹配蓄能器构成的。

双向缓冲缸的左拉杆与锻造操作机的机架连接, 双向缓冲缸的右拉杆与钳杆连接, 双向缓冲缸的油腔与蓄能器连接, 并通入一定的背压, 其余间隙通

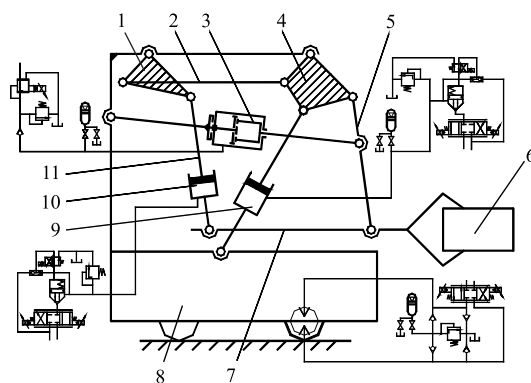


图1 锻造操作机原理简图

1. 后转架 2. 连杆 3. 缓冲缸 4. 前转架 5. 前吊杆 6. 工件  
7. 钳杆 8. 大车 9. 平升缸 10. 倾斜缸 11. 后吊杆  
Fig. 1 Schematic diagram of principle for forging manipulator

入大气, 防止出现真空的现象。其结构如图 2a 所示。在图 2 中,  $f(t)$  为缓冲缸所受到外界的冲击载荷,  $t$  为缓冲装置受力时间,  $x$  为缓冲缸行程。

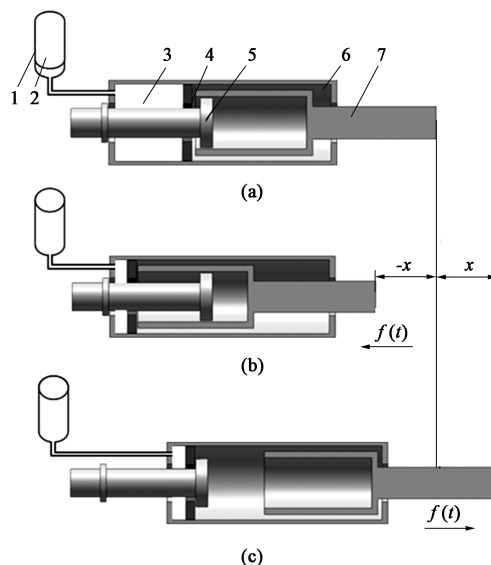


图2 缓冲装置动态分析图

- (a) 平衡状态 (b) 受压状态 (c) 受拉状态  
1. 蓄能器 2. 惰性气体 3. 液压油 4. 活塞 5. 左拉杆  
6. 缸体 7. 右拉杆

Fig. 2 Dynamic analysis diagrams of buffer device

- (a) Balanced state (b) Pressurized state (c) Tension state

### 2.2 工作原理

缓冲装置受到向左的冲击载荷时, 如图 2b 所示, 双向缓冲缸的缸体在左拉杆的作用下保持固定, 右拉杆在冲击载荷的作用下推动活塞向左运动, 挤压缓冲缸油腔使液压油进入蓄能器中, 实现缓冲功能。同理, 当缓冲装置受到向右的冲击载荷时, 如图 2c 所示, 活塞保持固定, 右拉杆带动液压缸的缸体向右运动, 挤压缓冲缸油腔使液压油进入蓄能器,

实现缓冲功能。当冲击载荷消失时,如图 2a 所示,蓄能器中的液压油反压回缓冲缸油腔,使缓冲缸复位。

缓冲装置的缓冲力与冲击载荷的平衡方程<sup>[10]</sup>为:

$$f(t) = \begin{cases} P_a A_1, & -x < \Delta x < 0 \\ 0, & \Delta x = 0 \\ -P_a A_1, & 0 < \Delta x < x \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $P_a$  为缓冲缸油腔内压力;  $A_1$  为双向缓冲缸油腔环形横截面面积;  $\Delta x$  为缓冲缸行程变化。

### 3 缓冲模型的建立

由缓冲装置的结构特点和工作原理可知,无论缓冲装置受到向左还是向右的冲击载荷,双向缓冲缸油腔均受到挤压使液压油进入蓄能器中。因此,可建立其数学模型做进一步分析。

#### 3.1 双向缓冲缸数学模型

忽略液压油的不可压缩性,根据流量连续性方程,液压油连续流动的入流量等于出流量。即阻尼孔单位时间内流过的流量等于缓冲缸油腔压缩时单位时间内流过的流量<sup>[11]</sup>,即:

$$q_1 = A_1 \dot{x} = q_2 = \mu A_2 v \quad (2)$$

式中:  $q_1$ 、 $q_2$  分别为缓冲缸和阻尼孔流过液压油的流量;  $A_2$  为阻尼孔横截面面积;  $\dot{x}$ 、 $v$  分别为缓冲缸和阻尼孔横截面液压油的流速;  $\mu$  为孔口流量系数,圆孔一般取 0.9。

又由伯努利方程可知:

$$P_a + \frac{1}{2} \rho \dot{x}^2 + \rho g h_a = P_1 + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho g h_1 \quad (3)$$

式中:  $\rho$  为液压油密度;  $g$  为重力加速度;  $h_a$  为缓冲缸油腔环形横截面高度;  $P_1$  为蓄能器压力;  $h_1$  为蓄能器横截面高度。

忽略缓冲缸油腔环形横截面与阻尼孔横截面的高度差,即式 (3) 中的  $h_a = h_1$ , 则:

$$P_a + \frac{1}{2} \rho \dot{x}^2 = P_1 + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (4)$$

由式 (4) 可得:

$$v = \sqrt{\frac{2(P_a - P_1)}{\rho} + \dot{x}^2} \quad (5)$$

结合式 (2), 可知:

$$A_1 \dot{x} = \mu A_2 \sqrt{\frac{(P_a - P_1)}{\rho} + \dot{x}^2} \quad (6)$$

求得:

$$P_a - P_1 = \frac{\rho \dot{x}^2 (A_1^2 - \mu^2 A_2^2)}{2\mu^2 A_2^2} \quad (7)$$

根据气体热力学过程方程, 可得:

$$P_1 = P_0 \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^n \quad (8)$$

式中:  $P_0$ 、 $V_0$  分别为蓄能器初始充气压力和初始气容积;  $V_1$  分别为蓄能器任意时刻的容积;  $n$  为绝热系数, 跟外界有无热量交换有关, 一般取 1.0 ~ 1.4, 由于缓冲缸的压缩时间较短, 这里取 1.4。

又因为压缩过程中, 缓冲缸中液压油流出的体积等于蓄能器流入的体积<sup>[12]</sup>, 可知:

$$V_1 = V_0 - A_1 x \quad (9)$$

将式 (9) 代入式 (8) 中, 可得:

$$P_1 = P_0 \left( \frac{V_0}{V_0 - A_1 x} \right)^n \quad (10)$$

将式 (10) 代入到式 (7) 中, 可得:

$$P_a = \frac{\rho \dot{x}^2 (A_1^2 - \mu^2 A_2^2)}{2\mu^2 A_2^2} + P_0 \left( \frac{V_0}{V_0 - A_1 x} \right)^n \quad (11)$$

#### 3.2 缓冲装置数学模型

式 (11) 为在任意位置时缓冲缸内的压力, 故在任意位置缓冲缸抵消载荷提供的缓冲力  $F_a$  为:

$$F_a = P_a A_1 = \frac{\rho A_1 \dot{x}^2 (A_1^2 - \mu^2 A_2^2)}{2\mu^2 A_2^2} + P_0 A_1 \left( \frac{V_0}{V_0 - A_1 x} \right)^n \quad (12)$$

由式 (12) 可知, 缓冲装置的受力是变化的, 式 (12) 前半部分呈阻尼特性, 后半部分呈刚度特性。本质上体现的是刚度、阻尼特性, 故可将其力学模型简化为一种常见的刚度-阻尼系统<sup>[13-14]</sup>, 如图 3 所示。

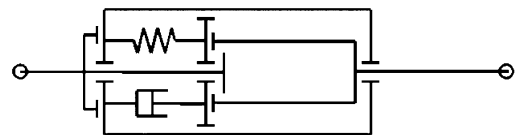


图 3 液压缓冲装置缓冲模型

Fig. 3 Buffer model of hydraulic buffer device

结合受力平衡可得:

$$F = kx + c\dot{x} \quad (13)$$

由刚度的定义可知:

$$k = \frac{\Delta F_a}{\Delta x} = \frac{dF_a}{dx} \quad (14)$$

式中:  $F$  为缓冲装置所受外力;  $k$  为刚度;  $c$  为阻尼;  $\Delta F_a$  为缓冲缸缓冲力的变化。

故将式 (12) 对  $x$  求导, 可得液压缓冲装置的动态刚度为:

$$k = \frac{nP_0A_1^2V_0^n}{(V_0 - A_1x)^{n+1}} \quad (15)$$

同理可得，液压缓冲装置的动态阻尼为：

$$c = \frac{\rho A_1 \dot{x} (A_1^2 - \mu^2 A_2^2)}{\mu^2 A_2^2} \quad (16)$$

由以上分析可知，缓冲装置的动态刚度与动态阻尼均与缓冲缸油腔环形横截面面积和阻尼孔的横截面面积有关。除此之外，动态刚度还受蓄能器初始充气容积和初始充气压力的影响，而动态阻尼受缓冲缸内液压油流速的影响。

## 4 不同参数对缓冲性能的影响

### 4.1 蓄能器参数

蓄能器的最高工作压力即为蓄能器的公称压力。要确定它的数值，应考虑液压控制系统执行元件负载的要求，提高它的数值虽能提高系统的有效排油量，但也会对泵的压力有所要求，对应的耗能也会增大<sup>[15]</sup>，故应满足以下关系式：

$$P_{\max} < P_m \quad (17)$$

式中： $P_{\max}$  为蓄能器的最高工作压力； $P_m$  为泵的额定压力。

蓄能器的最低工作压力应与系统的稳定工作压力或平衡位置的压力相等，即：

$$P_{\min} = P_p \quad (18)$$

式中： $P_{\min}$  为蓄能器的最低工作压力； $P_p$  为平衡位置的压力。

这样才能更好地顺应外界载荷，灵敏性更高，缓冲效果更好。而蓄能器的最高、最低工作压力应满足以下关系式：

$$P_{\max} < 3P_{\min} \quad (19)$$

$P_{\max}$  的数值越小于  $3P_{\min}$ ，蓄能器的使用寿命就会越长。

蓄能器的初始充气压力必须选一个合适的参数，它反应了系统对外界载荷变化的灵敏性，便于在系统压力过高时更好地保护设备。一般情况下，蓄能器初始充气压力的选择满足以下关系式<sup>[16]</sup>：

$$0.25P_{\max} < P_0 < 0.90P_{\min} \quad (20)$$

### 4.2 实例分析

根据液压缓冲装置的刚度和阻尼的数学模型，利用 Matlab 进行编程，以 30 t 锻造操作机为例，分析其他参数对液压缓冲装置的刚度与阻尼的影响。

缓冲系统对应泵的流量、压力参数为  $q = 363 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 、 $p = 32 \text{ MPa}$ ，又因为各类工况下的外

界冲击载荷的变化范围较大，蓄能器的最高工作压力  $P_{\max}$  选择 31.5 MPa，平衡位置时的压力  $P_m$  为 16 MPa，故蓄能器的最低工作压力  $P_{\min}$  选择为 16 MPa。选蓄能器初始充气压力  $P_0$  为 11.138 MPa，初始充气容积  $V_0$  分别为 12、15、18 和 21 L，缓冲缸油腔环形横截面面积为  $0.023 \text{ m}^2$ 。

图 4 和图 5 分别为不同缓冲缸油腔环形横截面面积下缓冲缸运动速度（即液压油流速）与阻尼的关系曲线、不同阻尼孔横截面面积下缓冲缸运动速度与阻尼的关系曲线。从图 4 发现，当缓冲缸油腔环形横截面面积一定时，随着缓冲缸的运动速度增大，缓冲装置的阻尼呈线性增大的趋势，且缓冲缸油腔环形横截面面积越小，阻尼增大的趋势越明显；从图 5 发现，当阻尼孔横截面面积一定时，随着缓冲缸运动速度的变

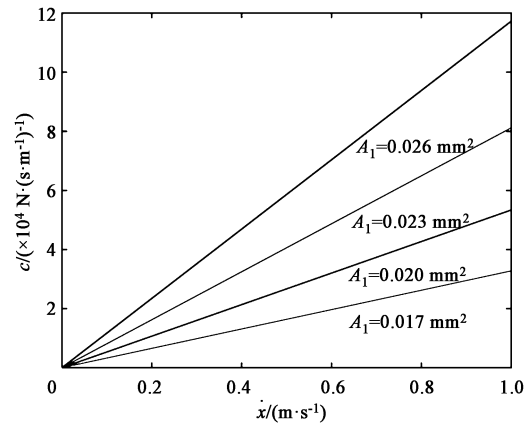


图 4 不同缓冲缸油腔环形横截面面积下缓冲缸运动速度与阻尼关系曲线

Fig. 4 Relationship curves between motion speed and damping of buffer cylinder under different oil chamber ring-shaped cross-sectional areas for buffer cylinder

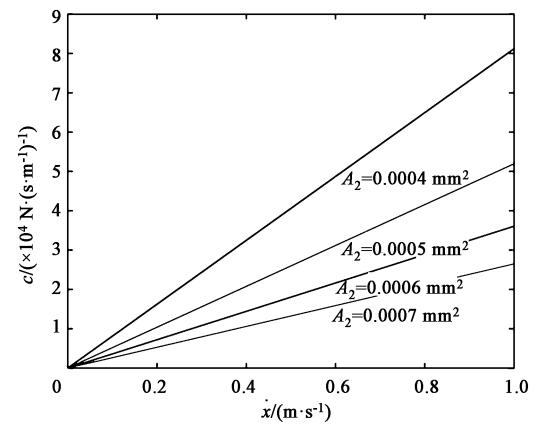


图 5 不同阻尼孔横截面面积下缓冲缸运动速度与阻尼关系曲线

Fig. 5 Relationship curves between motion speed and damping of buffer cylinder under different cross-sectional areas for damping hole



大,缓冲装置的阻尼也呈线性增大的趋势,且阻尼孔横截面面积越小,阻尼增大的趋势越明显。

图 6 为不同蓄能器初始充气容积下缓冲缸行程与刚度的关系曲线,图 7a、图 7b、图 7c 和图 7d 分别为缓冲装置中蓄能器的初始充气容积为 12、15、18 和 21 L 时,蓄能器初始充气压力和缓冲缸行程对缓冲装置刚度  $k$  影响的响应面和等值线图。从图 6 和图 7 中发现,当缓冲缸行程  $x$  和蓄能器初始充气容积固定不变时,随着蓄能器初始充气压力的变大,缓冲装置的刚度呈非线性变大的趋势;当蓄能器的初始充气压力和缓冲缸行程固定不变时,随着蓄能器初始充气容积的变大,缓冲装置的刚度变小,且增长速度逐渐变缓;当蓄能器的初始充气容积和初始充气压力固定不变时,缓冲装置的刚度随缓冲缸行程的变大而变大。由此可知,缓冲缸行程、蓄能器的初始充气容积和初始充气压力均与缓冲装置刚度存在明显的关联性,且基于数学模型对蓄能器主要参数进行优化具有重要意义。

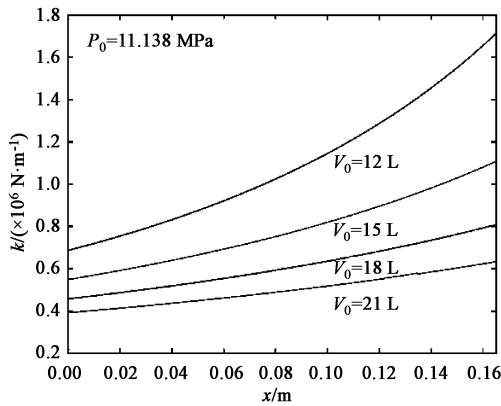


图 6 不同蓄能器初始充气容积下缓冲缸行程和刚度的关系曲线

Fig. 6 Relationship curves of stroke and stiffness of buffer cylinder under different initial inflated volumes for accumulator

## 5 对蓄能器的初始充气压力和初始充气容积多目标优化

根据缓冲装置刚度的数学模型和文献 [17] 确定缓冲装置刚度范围为  $7.4 \sim 8.6 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$ , 利用遗传算法对蓄能器初始充气容积和初始充气压力进行优化。设置初始种群数目为 300, 遗传算法交叉概率为 0.72, 遗传算法时速迭代次数为 300, 遗传算法的最大迭代次数为 1500, 适应度函数值偏差为  $10^{-8}$ , 当种群进化完毕, 得到如图 8 所示的蓄能器初始充气容积和初始充气压力的 Pareto 前沿。从图

8 可知, Pareto 前沿是由遗传算法得到的多个非劣解构成的, 为了从这些非劣解中得出最优解, 需要对 Pareto 解集进行优化处理 [18]。

表 1 为 Pareto 解集中的 10 组非劣解, 本文通过理想排序法对 10 组非劣解进行比选。首先, 将蓄能器的初始充气压力和初始充气容积列为矩阵, 得到趋同化参数矩阵:

$$\mathbf{x}_{il}^* = \frac{1}{\mathbf{x}_{il}} \quad (21)$$

式中:  $\mathbf{x}_{il}^*$  为蓄能器初始充气容积组成的矩阵中数值的倒数矩阵;  $\mathbf{x}_{il}$  为蓄能器初始充气容积组成的矩阵;  $i$  为矩阵行数。

对趋同化参数矩阵进行归一化处理, 可得:

$$\mathbf{Z}_{ij} = \frac{\mathbf{X}_{ij}^*}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \mathbf{X}_{ij}^{*2}}} \quad (22)$$

式中:  $\mathbf{Z}_{ij}$  为归一化矩阵;  $\mathbf{X}_{ij}^*$  为蓄能器初始充气容积和初始充气压力倒数组成的矩阵;  $n$  为样本行列式总行数;  $j$  为矩阵列数。

在上述得到的矩阵中选择出每个子目标的正、负理想解  $\mathbf{Z}^+$ 、 $\mathbf{Z}^-$ :

$$\mathbf{Z}^+ = (\mathbf{Z}_{1\max} \quad \mathbf{Z}_{2\max}) \quad (23)$$

$$\mathbf{Z}^- = (\mathbf{Z}_{1\min} \quad \mathbf{Z}_{2\min}) \quad (24)$$

式中:  $\mathbf{Z}_{1\max}$  为归一化矩阵第 1 列的最大值;  $\mathbf{Z}_{2\max}$  为归一化矩阵第 2 列的最大值;  $\mathbf{Z}_{1\min}$  为归一化矩阵第 1 列的最小值;  $\mathbf{Z}_{2\min}$  为归一化矩阵第 2 列的最小值。

计算每个组合参数所对应目标函数值的规范化矩阵到正、负理想解的欧式距离:

$$D^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^m (\mathbf{Z}_{ij\max} - \mathbf{Z}_{ij})^2} \quad (25)$$

$$D^- = \sqrt{\sum_{j=1}^m (\mathbf{Z}_{ij\min} - \mathbf{Z}_{ij})^2} \quad (26)$$

式中:  $D^+$  为正理想解的欧式距离;  $D^-$  为负理想解的欧式距离;  $\mathbf{Z}_{ij\max}$  为归一化矩阵中的最大值;  $\mathbf{Z}_{ij\min}$  为归一化矩阵中的最小值;  $m$  为样本行列式的总列数。

计算相对接近程度:

$$L = \frac{D^-}{D^+ + D^-} \quad (27)$$

式中:  $L$  为相对接近程度。

则将具有最大相对接近程度的参数作为最佳的蓄能器初始充气压力和初始充气容积参数组合。得出的排序结果如表 1 所示, 可以看出, 8 号样本

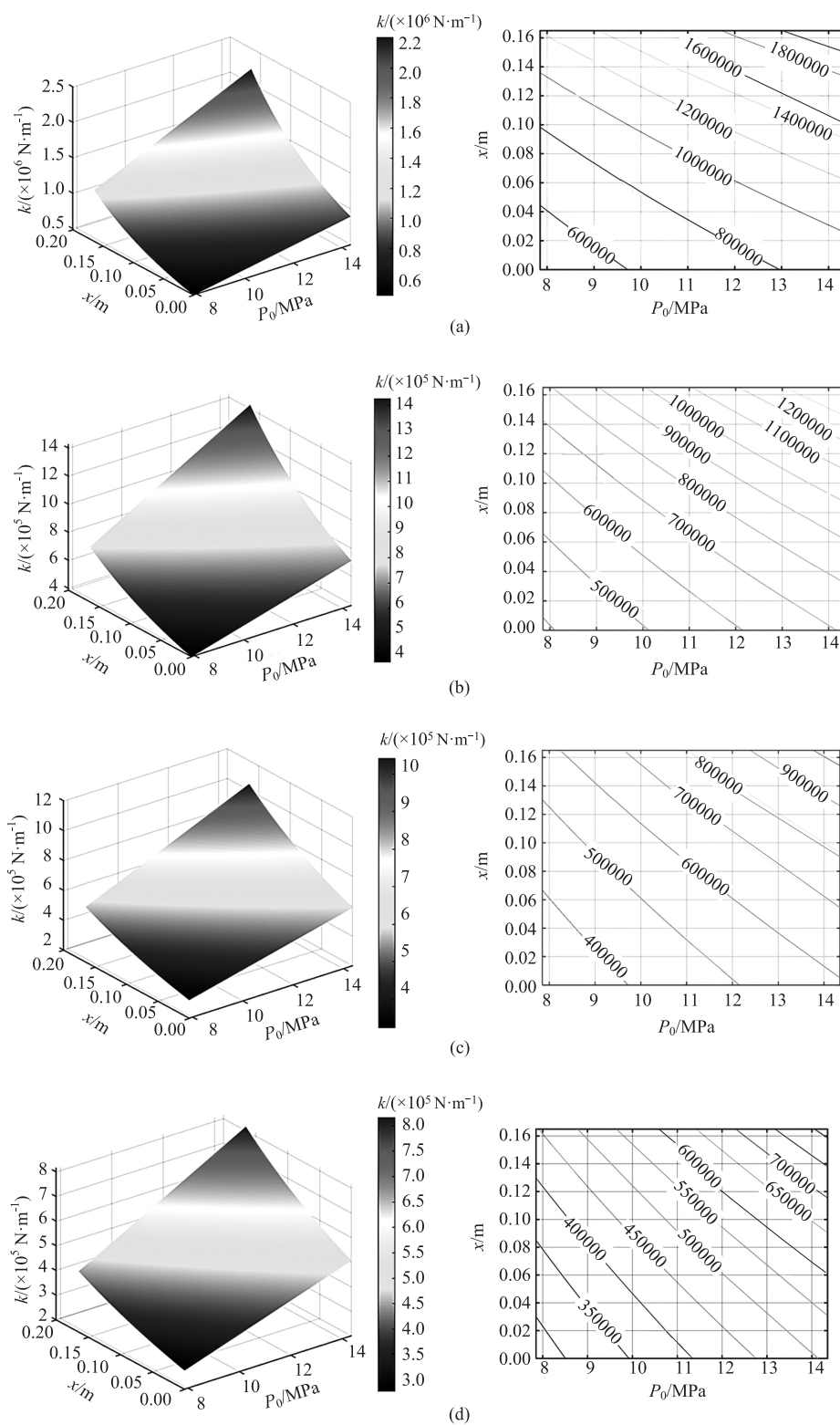


图7 不同蓄能器初始充气容积下缓冲缸行程、蓄能器初始充气压力与刚度的关系

(a)  $V_0 = 12 L$  (b)  $V_0 = 15 L$  (c)  $V_0 = 18 L$  (d)  $V_0 = 21 L$

Fig. 7 Relationships between stroke of buffer cylinder, initial inflated pressure of accumulator and stiffness under different initial inflated volumes of accumulator

参数组合最接近理想解。因此，选用8号样本参数为最优参数组合设计方案，即蓄能器初始充气

容积为6.891 L、初始充气压力为11.595 MPa。采用遗传算法得到的最优的蓄能器初始充气压力和初

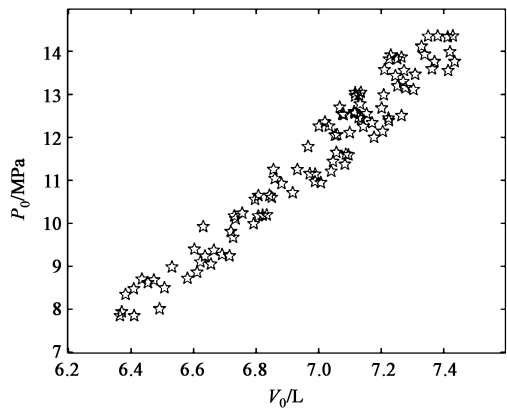


图 8 蓄能器初始充气容积和初始充气压力 Pareto 前沿  
Fig. 8 Pareto frontier of initial inflated volume and initial inflated pressure for accumulator

始充气容积更加精确,体现了基于遗传算法的蓄能器初始充气压力及初始充气容积多目标优化方法的优越性。

6 结论

(1) 通过分析液压缓冲装置的结构特点和工作原理,根据流量连续性方程和伯努利方程,得到了双向缓冲缸在任意时刻所受外部载荷的关系式,并通过微分求导获得了缓冲装置的动态刚度、动态阻尼的数学模型,再通过 Matlab 对各参数对缓冲装置的刚度和阻尼的影响进行了分析。

(2) 基于遗传算法对蓄能器初始充气压力和初始充气容积进行了多目标参数优化,得出Pareto解

表 1 多目标优化方案排序结果

Table 1 Ranking results of multi-objective optimization schemes

样本序号	蓄能器初始 充气容积 $V_0/\text{L}$	蓄能器初始 充气压力 $P_0/\text{MPa}$	趋同化参数	归一化参数	正理想解的 欧式距离	负理想解的 欧式距离	相对接近程度	排序结果
1	6.378	7.852	0.1560	0.2596	0.1460	0.0146	0.50	5
2	6.445	8.079	0.1551	0.2669	0.1389	0.0155	0.10	8
3	6.510	8.156	0.1536	0.2695	0.1361	0.0142	0.09	9
4	6.530	8.184	0.1531	0.2706	0.1351	0.0161	0.11	7
5	6.570	8.686	0.1522	0.2874	0.1183	0.0217	0.16	6
6	6.928	11.243	0.1443	0.3718	0.0358	0.1122	0.76	2
7	7.009	11.107	0.1426	0.3675	0.0404	0.1079	0.73	3
8	6.891	11.595	0.1451	0.3834	0.0247	0.1239	0.83	1
9	6.857	11.064	0.1458	0.3658	0.0411	0.1063	0.72	4
10	7.069	12.557	0.1414	0.4056	0.0146	0.1460	0.50	5

集,并利用理想解排序法对 Pareto 解集进行了优化,得到了缓冲装置所需刚度的最佳蓄能器初始充气容积和压力的组合,即 30 t 锻造操作机缓冲装置所匹配的蓄能器初始充气容积为 6.891 L、初始充气压力为 11.595 MPa。

参考文献:

[1] 万胜狄,王运赣,沈元彬. 锻造机械化和自动化 [M]. 北京:机械工业出版社,1983.  
Wan S D, Wang Y G, Shen Y B. Forging Mechanization and Automation [M]. Beijing: China Machine Press, 1983.

[2] 杨青松. 重载锻造操作机缓冲机理及动态特性研究 [D]. 重庆:重庆大学,2013.  
Yang Q S. Study on the Buffer Mechanism and Dynamic Characteristics of Overloading Forging Operator [D]. Chongqing:

Chongqing University, 2013.

[3] 赵凯. 锻造操作机缓冲过程仿真与顺应性评价 [D]. 上海:上海交通大学,2009.  
Zhao K. Simulation and Compliance Evaluation of Buffer Process of Forging Operators [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2009.

[4] 赵建林. 几种起重机用缓冲器的性能比较与实际应用 [J]. 工业安全与防尘,1998,(11):22-24.  
Zhao J L. Comparing the performance of several cranes with practical applications [J]. Industrial Safety and Dust Prevention, 1998,(11):22-24.

[5] 李闯强,张静伟,李跃松,等. 操作机主运动机构液压控制系统力顺应性研究 [J]. 系统仿真学报,2016,28(7):1538-1546.

(下转第 183 页)