

平行连杆式锻造操作机缓冲装置的结构特性分析

陈缘缘¹, 刘艳妍¹, 张起樑¹, 何琪功²

(1. 兰州交通大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730070; 2. 兰州兰石能源装备工程研究院有限公司, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 根据平行连杆式锻造操作机的结构特性和控制原理, 分析了锻造操作机吊挂系统的工况, 明确了锻造操作机的缓冲机理, 建立了锻造操作机的启动和制动工况动力学模型, 为优化锻造操作机的缓冲性能提供了理论支撑。结合锻造操作机的缓冲机理和工况, 分析了缓冲缸和平升缸对锻造操作机缓冲性能的影响, 明确了平升缸在缓冲装置中的作用。通过对缓冲缸的受力状态和平升缸驱动力矩的分析, 提出了影响锻造操作机缓冲性能的结构因素, 研究了钳杆平升降与缓冲缸、平升缸与前转架的位置关系对缓冲性能的影响, 确定了前吊杆和缓冲缸的结构参数, 明确了锻造操作机缓冲装置关键结构因素的内在关系, 为锻造操作机的动力学分析和吊挂系统结构设计提供了理论依据。

关键词: 锻造操作机; 缓冲性能; 动力学模型; 平升缸; 缓冲缸

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.02.021

中图分类号: TG315

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2023) 02-0168-06

Analysis on structure characteristics of buffer device for parallel link type forging manipulator

Chen Yuanyuan¹, Liu Yanyan¹, Zhang Qiliang¹, He Qigong²

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

2. Lanzhou LS Energy Equipment Engineering Research Co., Ltd., Lanzhou 730050, China)

Abstract: Based on the structural characteristics and control principles of parallel link type forging manipulator, the working status of the hanging system for forging manipulator was analyzed, and the buffer mechanism of forging manipulator was clarified. Then, the dynamic models were established based on the starting and braking conditions of forging manipulator, which provided theoretical support for optimizing the buffer performance of forging manipulator. Furthermore, combined with the buffer mechanism and the working status of forging manipulator, the influences of buffer cylinder and horizontal lifting cylinder on the buffer performance of forging manipulator were analyzed, and the role of horizontal lifting cylinder in the buffer device was clarified. Through the analysis of the stress state of buffer cylinder and the driving torque of horizontal lifting cylinder, the structural factors affecting the buffer performance of forging manipulator were proposed, the influences of the position relationships between the horizontal lifting of clamp rod and the buffer cylinder, horizontal lifting cylinder and front turret on the buffer performance were studied, the structural parameters of front boom and buffer cylinder were determined, and the inherent relationship of the key structural factors for the buffer device of forging manipulator was clarified, which provides the theoretical basis for the dynamic analysis and the hanging system structure design of forging manipulator.

Key words: forging manipulator; buffer performance; kinetic model; horizontal lifting cylinder; buffer cylinder

锻造操作机是制造业中实现锻造机械化和产业化必不可少的辅助设备^[1-2], 主要功能为夹持锻件以配合液压机完成锻造所需的工艺动作, 能够有效地提高生产效率、降低能源消耗。锻造操作机的主

要缺点为系统惯量大, 在空载和负载工作时的动力学特性迥异, 极易造成系统不稳定, 而缓冲装置是保证操作机完成作业的稳定性的重要部件。因此, 为了更准确地进行锻造操作机的动力学分析, 合理建立操作机动力学模型为首要任务, 缓冲装置结构设计的合理性也将直接影响了操作机的动力学特性, 从而影响操作机实现工艺动作的精确性。将平行连杆式锻造操作机的空间机构投影至钳杆所在的中心面, 操作机的液压控制方式如图1所示。

目前, 大多研究均针对平行连杆式锻造操作机

收稿日期: 2022-04-22; 修订日期: 2022-07-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51265022)

作者简介: 陈缘缘 (1997-), 女, 硕士研究生

E-mail: 1458508694@qq.com

通信作者: 刘艳妍 (1964-), 女, 学士, 教授

E-mail: liuyy@mail.lzjtu.cn

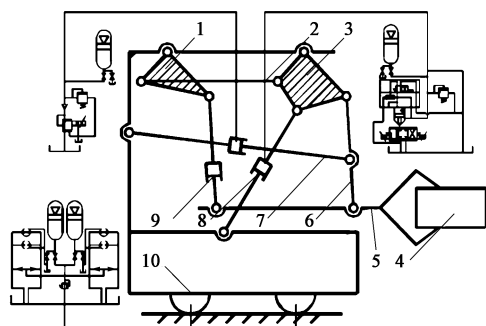


图1 锻造操作机的液压控制方式及结构简图

1. 后转架 2. 同步杆 3. 前转架 4. 工件 5. 钳杆
6. 前吊杆 7. 缓冲缸 8. 平升缸 9. 倾斜缸 10. 大车

Fig. 1 Hydraulic control mode and structure diagram of forging manipulator

缓冲装置在不同工况的动态特性,从而分析缓冲性能或相关的参数。而在动力学分析前必须先简化缓冲模型,文献[3]将锻造操作机简化为一个具有多闭环结构的复杂平面三自由度机构。文献[4]将锻造操作机上复杂的多闭环机构分解为几个串联机构或更简单的子系统。文献[5]在将液压缸的缸体和活塞杆简化为一个构件的情况下,研究了倾斜、平升降和缓冲3种运动的驱动力。文献[6]分析了锻造过程中平升缸与垂直载荷之间的关系。文献[7]建立了锻造工况下的缓冲模型,比较了垂直和水平两种载荷的影响。文献[8]针对制动工况下杆件的受力和运动状态,分析了缓冲缸的刚度与阻尼。文献[9]分析了锻压工况下缓冲缸或平升缸的有无对操作机受力和顺应性的影响。文献[10]研究了稳定多域仿真算法在操作机动力学仿真上的应用,并对缓冲缸在锻造工况时的动态响应进行了分析。

目前,多数研究成果均未从平行连杆式锻造操作机液压控制方式的角度出发,明确操作机的缓冲机理,进而简化及建立操作机动力学模型,为动力学分析奠定基础。同时,由于锻造操作机系统惯量大,在启动和制动工况下受到的冲击载荷最为恶劣,少有研究考虑启动工况的动力学模型。

因此,本文以平行连杆式锻造操作机缓冲装置为研究对象,根据其液压缸和蓄能器的工作原理,明确缓冲装置实际的作用机理,建立启动和制动工况下的动力学模型;再结合缓冲装置的受力状态和动力学模型的特点,以实现最佳缓冲性能和保证锻造操作机良好的力承载性能为前提,分析了缓冲性能的影响因素,从而确定了关键的结构参数,为

操作机动力学分析奠定了基础,也为合理设计锻造操作机缓冲装置提供了理论参考。

1 缓冲装置的组成及缓冲机理分析

1.1 缓冲装置的组成及蓄能器的工作原理

为满足锻造时的精度要求,锻造操作机必须在短时间内完成大车的启动和制动,以实现操控的快速响应。但由于锻造操作机的系统惯量大,其将承受巨大的非连续性冲击载荷,所以,必须有缓冲装置来实现缓冲运动,以减小系统的振动与冲击。

锻造操作机缓冲装置的组成如图2所示,主要包括活塞杆、活塞、蓄能器和液压缸,其中,位置a表示缓冲缸活塞处于压缩状态,位置b表示缓冲缸活塞位于缸底。液压缸中的液压油通过阻尼孔与蓄能器相连,当活塞对缸体产生向左的相对移动时,液压油被挤压到蓄能器中,使蓄能器中的压力升高反作用于液压缸的活塞杆上,产生相对阻力,从而起到缓冲的作用。相反,如果活塞杆产生的相对位移向右,蓄能器无法对活塞杆产生相对阻力。综上所述,液压缸和蓄能器共同作用吸收振动冲击的前提,必须是活塞杆受“压”,即液压缸和蓄能器可等同于“压簧”。

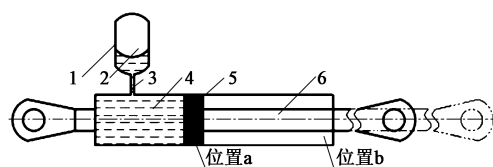


图2 缓冲装置的结构简图

1. 蓄能器 2. 惰性气体 3. 阻尼孔 4. 液压油
5. 活塞 6. 活塞杆

Fig. 2 Structure diagram of buffer device

1.2 缓冲装置的缓冲机理分析

结合图1中的锻造操作机液压控制方式,大车行走机构、平升缸和缓冲缸均有蓄能器与其相连,大车行走机构中由蓄能器和液压马达配合作用,在启动和制动工况下两者均可起缓冲作用,而倾斜缸主要实现锻造操作机的俯仰运动,在此可直接简化为刚性杆。因此,锻造操作机可简化为如图3所示,图3中位置a和位置b与图2中相对应。

根据液压缸和蓄能器的工作原理,缓冲缸在制动时活塞杆受“拉”,起不到缓冲作用,是由平升缸的作用以克服制动惯性力。在制动工况下,若缓冲缸的活塞处于图3中的位置a,将同时受到向右

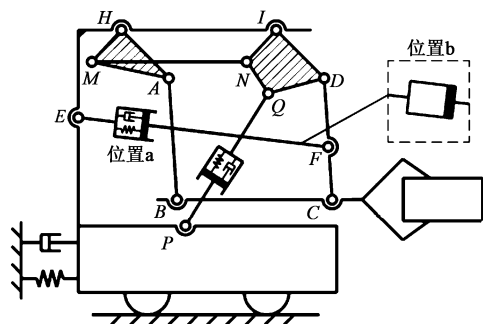


图3 锻造操作机的结构简图

Fig. 3 Structure diagram of forging manipulator

的制动惯性力以及蓄能器压力释放产生的冲击力，极可能导致缓冲缸活塞与右侧缸底发生碰撞，造成缓冲缸的油液泄漏、缸底损坏等问题。为避免此类情况发生，制动时缓冲缸活塞与缸底之间不能留有“间隙”，应使缓冲缸活塞杆在制动工况下始终处于图2和图3中的位置b，即此时缓冲缸始终保持完全伸长状态。

2 锻造操作机动力学模型的建立

根据液压缸和蓄能器的工作原理，以及通过对缓冲装置缓冲机理的分析，分别进行启动和制动工况下的动力学模型简化和建立。

2.1 启动工况的动力学模型

根据图3和上述分析，启动时主要由缓冲缸起作用，而平升缸为了配合前吊杆和前转架的运动，也会产生伸缩运动，其动力学模型如图4所示。图4中， F_q 为启动惯性力，方向水平向左。由于启动惯性力 F_q 的作用，缓冲缸的活塞杆受压（位置a），液压油被压缩至蓄能器中，蓄能器中的压力升高反作用于液压缸，产生相对阻力，吸收小车启动带来的惯性冲击。

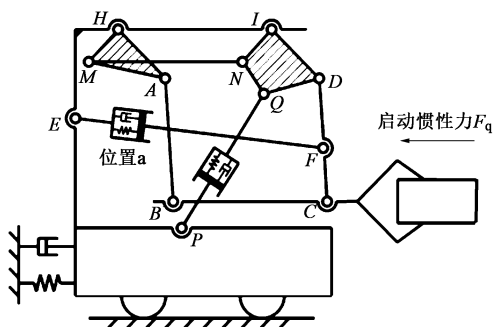


图4 启动工况的动力学模型

Fig. 4 Dynamic model of starting condition

2.2 制动工况的动力学模型

根据上述分析，缓冲缸在起缓冲作用时只能充当“压簧”，为避免制动时活塞和缸体的碰撞，缓冲缸活塞与缸底之间不能留有“间隙”，因此，制动工况下缓冲缸受“拉”，可直接将其看为刚性杆，其动力学模型如图5所示。图5中， F_z 为制动惯性力，方向水平向右。制动惯性力 F_z 将带动前吊杆和前转架，使平升缸的活塞杆压缩液压油进入相连的蓄能器中，从而减小制动时产生的惯性冲击，保证钳口的稳定性。

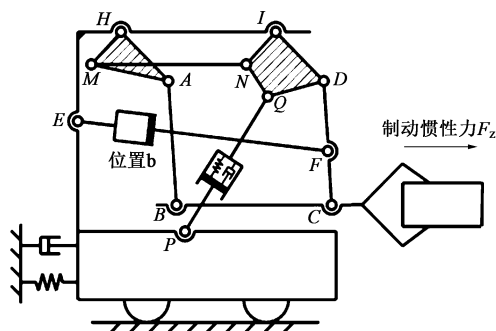


图5 制动工况的动力学模型

Fig. 5 Dynamic model of braking condition

根据动力学模型的特点，必须对缓冲装置的结构特性进行分析，寻求并确定既能满足锻造操作机的其他性能要求，又能保证锻造操作机的缓冲性能和缓冲效率的关键结构参数，完善锻造操作机的动力学模型，为动力学分析提供理论支撑。

3 影响缓冲性能的关键结构因素分析

通过对锻造操作机缓冲装置的结构特性研究，影响缓冲装置性能的主要因素有：（1）钳口夹持最大直径工件的平升降运动与缓冲缸的位置关系；（2）前吊杆与垂直方向的夹角 α 和缓冲缸与水平方向的夹角 β ；（3）平升缸与前转架之间的位置关系。

3.1 缓冲缸相关杆件的受力分析

对缓冲装置相关杆件进行受力分析时，忽略各杆件的质量，保留钳杆和工件的质量并用集中质量来表示。将各杆件均视为刚体，忽略系统中所有关节的摩擦。

以钳杆为研究对象，其受力情况如图6所示，其中， F_{Bx} 和 F_{By} 、 F_{Cx} 和 F_{Cy} 分别表示B点、C点的水平和垂直方向的受力， m 为工件质量， g 为重力加速度。

力的平衡方程为：

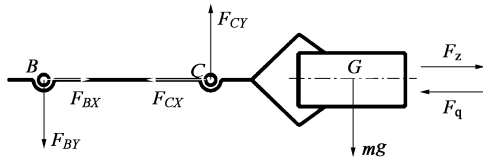


图6 钳杆受力分析图

Fig. 6 Force analysis diagram of clamp rod

$$F_{BY} + mg - F_{CY} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{cases} F_{BX} - F_{CX} + F_z = 0 \\ F_{BX} - F_{CX} - F_q = 0 \end{cases} \quad (2)$$

对B点取矩:

$$F_{CY}l_{BC} - mgl_{BG} = 0 \quad (3)$$

式中: l_{BC} 为B点至C点的距离; l_{BG} 为B点至G点的距离。

以前吊杆为研究对象, 前转架的受力与缓冲缸的位置密切相关, 如图7所示, 其中, F_{DXi} 、 F_{DYi} 、 F_{CXi} 和 F_{FXi} 、 F_{FYi} 、 F_{CYi} 分别表示D点、F点和C点的水平和垂直方向的受力, α 为前吊杆与垂直方向的夹角, β 为缓冲缸与水平方向的夹角, 设缓冲缸位于水平轴上时为位置1, 位于水平轴下时为位置2。

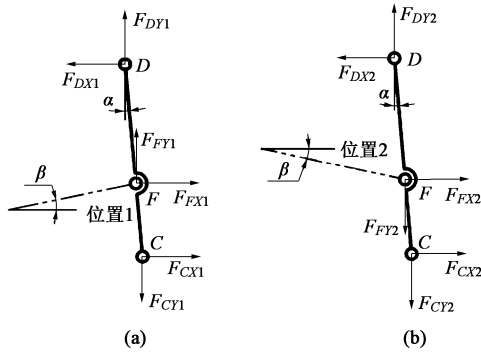


图7 位置1(a)和位置2(b)前吊杆的受力分析图

Fig. 7 Force analysis diagrams of position 1 (a) and position 2 (b) for front boom

力的平衡方程为:

$$F_{DXi} - F_{FXi} - F_{CXi} = 0 \quad (i = 1, 2) \quad (4)$$

$$F_{DYi} - F_{CYi} - nF_{FYi} = 0 \quad (i = 1, 2) \quad (5)$$

对D点取矩:

$$nF_{FYi}l_{DF}\sin\alpha + F_{CYi}l_{CD}\sin\alpha - F_{FXi}l_{DF}\cos\alpha - F_{CXi}l_{CD}\cos\alpha = 0 \quad (i = 1, 2) \quad (6)$$

式中: 当 $i=1$ 时, $n=1$, 缓冲缸处于位置1, 此时 $\beta>0^\circ$; 当 $i=2$ 时, $n=-1$, 缓冲缸处于位置2, 此时 $\beta\leq 0^\circ$; l_{CD} 为C点至D点的距离; l_{DF} 为D点至F点的距离。

3.2 缓冲缸与钳杆平升降的位置关系

在各种锻造工艺中, 轴类工件通常最重也最长, 故在一般情况下, 根据V型钳口夹持无锥度轴类工件的要求, 夹持力矩 T 与工件重力 mg 须满足以下关系: $T \leq (2.0 \sim 2.5)mg$ 。通过文献[11]中对工件长度和直径的关系分析, 工件直径与工件质量成正比关系, 则工件最大直径 D_{\max} 为:

$$D_{\max} = \sqrt{4m_{\max}/\rho\pi l_{gj}} \quad (7)$$

式中: ρ 为工件密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; l_{gj} 为工件长度, m ; m_{\max} 为工件最大质量, kg 。

由式(1)~式(6)可得, 缓冲缸在启动工况和制动工况之前, 即惯性力为0时的承载力 F_F 为:

$$F_F = \frac{mgl_{CD}\sin\alpha}{l_{DF}\cos(\alpha - \beta)} \quad (8)$$

由式(8)可知, 当 $\beta=0^\circ$ 时, 缓冲缸的承载力最小, 缓冲缸能够吸收更强烈的振动冲击, 故此为位置可对应夹持较大直径的工件。由于前转臂 DI 的转动角度 $\theta_1 = \pm(30^\circ \sim 35^\circ)$ [12], 则当缓冲缸与水平方向的夹角 $\beta=0^\circ$ 时, 对应前转臂转动角度 $\theta_1 = 0^\circ$ 。故缓冲缸与钳杆最大负载状态、前转架之间的位置关系如图8所示, 其中, $\theta_{1\max}$ 为前转臂转动角度最大值, h_l 为夹持装置从最低位到缓冲缸水平时对应的提升高度, h_{\min} 为缓冲缸最低位时夹持装置与地面的高度, H_0 为缓冲缸水平时对应钳杆中心线与地面的距离, h_{jx} 为工件与下砧之间的距离, h_{xz} 为下砧的高度。

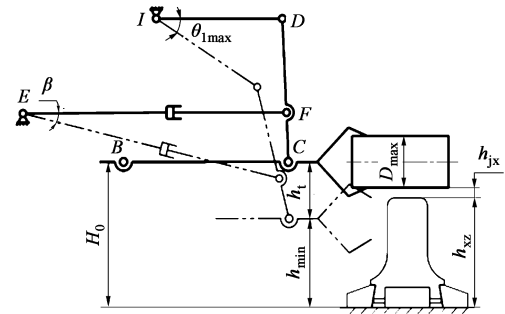


图8 缓冲缸的结构位置关系图

Fig. 8 Structural position relationship diagram of buffer cylinder

由图8可得, 当缓冲缸水平时钳杆的高度为:

$$H_0 = 0.5D_{\max} + h_{jx} + h_{xz} \quad (9)$$

3.3 影响缓冲缸的关键结构参数的确定

通过缓冲机理的分析, 缓冲缸主要吸收启动惯性力产生的振动冲击, 根据式(1)~式(6), 缓冲缸在启动时的受力 F_{Fq} 为:

$$F_{Fq} = \frac{mgl_{CD}\sin\alpha}{l_{DF}\cos(\alpha-\beta)} + \frac{F_q l_{CD}\cos\alpha}{l_{DF}\cos(\alpha-\beta)} \quad (10)$$

结合式 (8) 和式 (10), 缓冲缸的承载力与 α 、 β 均成正比关系, 且为了保证缓冲性能, α 和 β 的值越小越好。设 I 为坐标原点, 缓冲缸水平位置和缓冲缸最低位置对应的角度关系如图 9 所示, 设 D' 点、 F' 点和 C' 点为缓冲缸从最低位置运动至水平位置时对应的 D 点、 F 点和 C 点的位置, 其中, α_1 为缓冲缸处于最低位时前吊杆与垂直方向的角度, α_2 为缓冲缸水平时前吊杆与垂直方向的角度, h_1 为 D 点至 F' 点的垂直距离, h_2 为 F 点至 F' 点的垂直距离, Δx_F 为 F 点至 F' 点的水平位移。

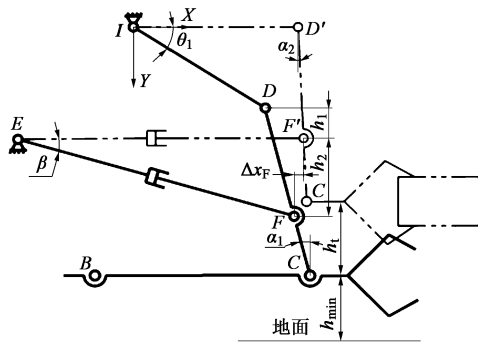


图 9 缓冲缸运动的位置关系图

Fig. 9 Position relationship diagram of movement for buffer cylinder

由图 9 可得:

$$h_1 = l_{DI}\sin\theta_1 + l_{CD}(\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2) \quad (11)$$

$$h_1 = l_{DF}\cos\alpha_2 - l_{DI}\sin\theta_1 \quad (12)$$

$$h_2 = l_{DF}\cos\alpha_1 - h_1 \quad (13)$$

$$\Delta x_F = l_{DI}(1 - \cos\theta_1) + l_{DF}(\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1) \quad (14)$$

式中: l_{DI} 为 D 点至 I 点的距离。

(1) 前吊杆与垂直方向的夹角 α 的确定

通过对缓冲缸的受力分析, 前吊杆与垂直方向的夹角 α 为影响缓冲性能的关键参数之一, 由于建立的缓冲模型中缓冲缸活塞与缸底之间无“间隙”, 因此, 缓冲缸内压力的最小值 F_{\min} 大于制动前缓冲缸的承载力的最大值 F_{\max} , 根据式 (8) 可得:

$$F_{\min} \geq \frac{mgl_{CD}\sin\alpha}{l_{DF}\cos(\alpha-\beta)} \quad (15)$$

由于实际工况中, 锻造操作机的质量巨大, 而 α 和 β 变化范围不大, 当钳口夹持最大直径工件时, 缓冲缸承载力最大, 通过上文可知, 此时 $\beta=0^\circ$, 前吊杆与垂直方向的夹角角度为最小值, 对应图 9 中的 α_2 。而在启停前前吊杆对缓冲缸的作用力为压

力, 即根据图 7 中受力分析, $F_F > 0$, 结合式 (8) 可得:

$$0 \leq \alpha_2 \leq \arctan \frac{F_{\min} l_{DF}}{m_{\max} g l_{CD}} \quad (16)$$

其中, F_{\min} 与蓄能器的选型有关, m_{\max} 与锻造操作机设计允许夹持的最大工件质量有关。

(2) 缓冲缸与水平方向夹角 β 的确定

通过上文对前吊杆与垂直方向的角度确定, 结合式 (11) ~ 式 (14) 可以得到缓冲缸与水平方向的角度 β 的关系式为:

$$\beta = \arcsin \frac{l_{DF}(\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2) + l_{DI}\sin\theta_1}{l_{EF}} \quad (17)$$

式中: l_{EF} 为缓冲缸的长度。

根据式 (17) 可知, 缓冲缸长度越长, 缓冲缸与水平方向的角度越小, 这对锻造操作机实现缓冲运动越有利, 因此, 进行锻造操作机结构设计时, 在结构允许范围内缓冲缸的长度 l_{EF} 应尽量长。

3.4 影响平升缸的关键结构参数的确定

平升缸的驱动力矩 T_p 计算:

$$T_p = F_p l_{IK} \cos(\theta_3 - \pi/2) \quad (18)$$

式中: F_p 为平升缸的承载力; l_{IK} 为 I 点至 K 点的距离; θ_3 为 PQ 与 IQ 之间的夹角。

由式 (18) 可定义平升缸的驱动力效率 η_p [13] 为:

$$\eta_p = l_{IK} \cos(\theta_3 - \pi/2) \quad (19)$$

η_p 的大小反映了从平升缸至前转架力的传递效率, 其值越小传动效率就越低, 所需的平升缸的驱动力就越大。为了能对平升缸相连的蓄能器合理选型, 以及提高平升缸的工作效率, 充分实现缓冲运动, 其承载力越小越好, 因此, 驱动力效率 η_p 应尽量大。

锻造操作机吊挂系统的平升降运动是靠平升缸输出位移带动前转架的转动来实现的, 前转臂 ID 转动角度 θ_1 至 ID' , 在锻造操作机结构中 $IN \perp ID$, 故 $\angle N'IN = \theta_1$, 且 Q' 在 IN 的延长线上, 设平升缸对 I 的力臂长为 l_{IK} , 运动关系如图 10 所示, 其中 θ_2 为 ID 与 IQ 的夹角。

根据图 10 可知, l_{IK} 的大小由 θ_3 决定。只有当 $PQ \perp IQ$ 时, 即 $\theta_3 = 90^\circ$ 时, 平升缸对 I 点的力臂最长, $l_{IK\max} = l_{IQ}$, 其中 l_{IQ} 为 I 点至 Q 点的距离, 对应的 η_p 为最大值。为了使锻造操作机在整个工作空间中能量利用率高, 操作机的缓冲性能达到最佳效果,

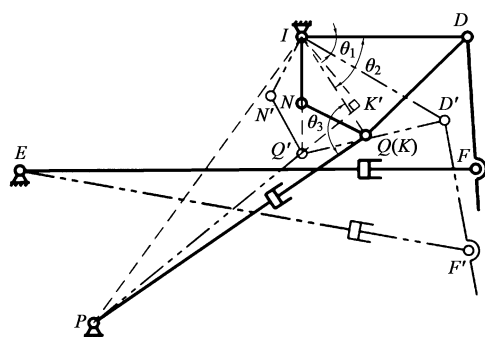


图 10 平升缸与前转架的结构关系图

Fig. 10 Structural relationship diagram of horizontal lifting cylinder and front turret

将 $\theta_3 = 90^\circ$ 设计为前转臂 DI 和缓冲缸均处于水平方向的对位位置。

4 结论

(1) 通过对液压缸和蓄能器工作原理的分析, 明确了锻造操作机的缓冲机理, 以锻造操作机的启动和制动工况建立了动力学分析模型, 为合理研究锻造操作机的缓冲性能提供了理论支撑。

(2) 结合锻造操作机的缓冲机理和工作状态, 分析了缓冲缸和平升缸对操作机缓冲性能的影响, 明确了平升缸在缓冲装置中的作用, 为分析锻造操作机的动力学特性提供了思路。

(3) 通过对关键影响因素的分析和结构参数的确定, 明确了锻造操作机缓冲装置关键结构因素的内在关系, 为吊挂系统结构设计提供了理论依据。

参考文献:

- [1] 王志强, 刘艳妍, 张起樑, 等. 平行连杆式锻造操作机吊挂系统的关键参数 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (6): 179-185.
Wang Z Q, Liu Y Y, Zhang Q L, et al. The key parameters of the parallel link forged operation machine hanging system [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (6): 179-185.
- [2] 何天杰, 刘艳妍, 高俊峰. 锻造操作机近恒力输出夹持机构的传力比研究 [J]. 锻压技术, 2018, 43 (5): 80-84.
He T J, Liu Y Y, Gao J F. Research on the force transmission ratio of the nearly constant force output clamping mechanism of the forging manipulator [J]. Forging & Stamping Technology, 2018, 43 (5): 80-84.
- [3] Zhang Y, Ding W H, Deng H. Reduced dynamic modeling for heavy-duty hydraulic manipulators with multi-closed-loop mechanisms [J]. IEEE Access, 2020, 8 (5): 101708-101720.
- [4] Ding W H, Deng H, Li Q M, et al. Control-orientated dynamic

modeling of forging manipulators with multi-closed kinematic chains [J]. Robotics & Computer Integrated Manufacturing, 2014, 30 (5): 421-431.

- [5] 丁华锋, 祖琪, 冯泽民. 基于虚功原理的一种新型锻造操作机主运动机构动力学分析 [J]. 机械工程学报, 2016, 52 (9): 18-27.
Ding H F, Zu Q, Feng Z M. Dynamic analysis of a new type of forging manipulator main motion mechanism based on virtual work principle [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52 (9): 18-27.
- [6] Zhou H, Hou J Y. Vertical load analysis of the lifting systems for forging manipulator during the forging process [J]. Advanced Materials Research, 2011, 317-319: 764-769.
- [7] Huang S Z, Zhao Y, Wang H, et al. Stabilized multi-domain simulation algorithms and their application in simulation platform for forging manipulator [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27 (1): 92-102.
- [8] 杨晓波, 刘艳妍, 杨晋, 等. 平行连杆式操作机悬挂系统刚度与阻尼参数研究 [J]. 中国机械工程, 2016, 27 (23): 3130-3135.
Yang X B, Liu Y Y, Yang J, et al. Research on the stiffness and damping parameters of the suspension system of the parallel link manipulator [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27 (23): 3130-3135.
- [9] 孙文杰, 李刚. 基于综合操作性能指标的操作机多目标优化 [J]. 机械工程学报, 2014, 50 (17): 52-60.
Sun W J, Li G. Multi-objective optimization of manipulator based on comprehensive operational performance indicators [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50 (17): 52-60.
- [10] Wang W R, Zhao K, Lin Z Q, et al. Evaluating interactions between the heavy forging process and the assisting manipulator combining FEM simulation and kinematics analysis [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2010, 48 (5-8): 481-491.
- [11] 杨晋, 张文波, 姜峰. 锻造操作机夹持状态分析与夹持力研究 [J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2014, 46 (3): 187-192.
Yang J, Zhang W B, Jiang F. Analysis of clamping state and clamping force of forging manipulator [J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2014, 46 (3): 187-192.
- [12] 万胜狄, 王运赣, 沈元彬. 锻造机械化与自动化 [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.
- [13] 许允斗, 张晓桐, 赵永生. 基于参数化设计的一种新型锻造操作机机构尺度优化 [J]. 燕山大学学报, 2013, 37 (4): 311-316.
Xu Y D, Zhang X T, Zhao Y S. Scale optimization of a new type of forging manipulator based on parametric design [J]. Journal of Yanshan University, 2013, 37 (4): 311-316.