

平行连杆式锻造操作机吊挂系统的关键参数

王志强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: 针对平行连杆式锻造操作机吊挂系统关键参数的确定依据尚不完善的问题, 基于锻造操作机末端执行器的输出状态, 结合实际工况将吊挂系统的整体结构分为平升降、倾斜及缓冲机构, 对应有平升降、倾斜及缓冲运动, 通过分析各运动下的运动轨迹及受力状态, 并将极端工况作为机构参数确定的约束条件, 明确了各机构的影响因素, 确定了相关参数。根据以上研究思路, 理论分析计算了 30 t 操作机的吊挂系统, 并与同类在用设备进行了比较分析。结果显示: 30 t 操作机的吊挂系统可以减少能耗、减缓前转臂负荷和更好地吸收振动冲击, 验证了研究成果的可行性和实用性, 为锻造操作机吊挂系统的结构设计和理论研究提供了一种可行的思路和方法。

关键词: 平行连杆式; 锻造操作机; 吊挂系统; 主运动; 机构参数; 末端执行器

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.06.025

中图分类号: TG315

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2022) 06-0179-07

Key parameters on suspension system for parallel link-forging manipulator

Wang Zhiqiang¹, 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: Aiming at the problem that the basis for determining the key parameters of suspension system for parallel link-forging manipulator was not perfect, based on the output state of end-effector for forging manipulator, combined with the actual working conditions, the overall structure of suspension system was divided into horizontal lifting, tilting and buffering mechanisms, corresponding to horizontal lifting, tilting and buffering movements, and the extreme working conditions were taken as the constraint conditions for determination of mechanism parameters by analyzing the motion trajectory and stress state under each movement. Then, the influence factors for each mechanism were identified, and the relevant parameters were determined. Furthermore, according to the above research ideas, the suspension system of 30 t manipulator was theoretically analyzed and calculated, and the similar equipment in use was compared and analyzed. The results show that the suspension system of 30 t manipulator reduces energy consumption, slows down the load of front swiveling arm and absorbs vibration and shock better, which verifies the feasibility and practicability of research result and provides a feasible idea and method for the structural design and theoretical research of suspension system for forging manipulator.

Key words: parallel link type; forging manipulator; suspension system; main movement; mechanism parameters; end-effector

锻造操作机与锻造压机配合使用, 大大提高了生产效率、提高了锻件的精度和质量、提高了材料利用率、降低了能耗, 是现代化锻造系统中必不可少的设备^[1-2]。吊挂系统作为锻造操作机的核心控制部分, 是完成锻造操作机设计的关键步骤。

文献 [3] 针对锻造操作机吊挂系统的实际工况, 通过在 ADAMS 软件中建立机械子系统, 在 AMESim 软件中建立液压子系统进行多领域联合仿真, 最终完成吊挂系统的动力学分析。文献 [4] 基于大车制动工况, 研究吊挂系统的振动, 提出了缓冲缸刚度与阻尼的优化依据, 使得优化后的吊挂系统能够减少振动的时间和幅值。文献 [5] 基于锻造工况, 研究了锻造操作机的顺应行为, 分析了缓冲缸蓄能器的相关参数随操作机夹钳受力的变化规律。文献 [6] 分析了提升工况和锻造工况的运动轨迹, 通过两工况的静力学分析, 得到了液压缸

收稿日期: 2021-05-07; 修订日期: 2021-08-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51265022)

作者简介: 王志强 (1994-), 男, 硕士研究生

E-mail: 1986523260@qq.com

通信作者: 刘艳妍 (1964-), 女, 学士, 教授

E-mail: liuyy@mail.lzjtu.cn

当出现工件掉落在地这种恶劣工况时, 支点选择前吊点 B , 由倾斜缸 11 推动锚杆 8 完成倾斜运动, 故倾斜机构的关键参数为: 倾斜角 α 、倾斜缸

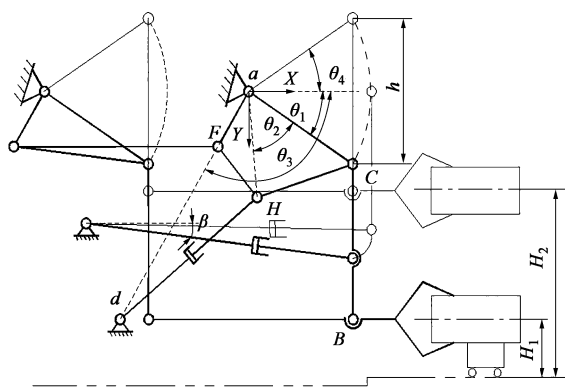


图3 工件平升降运动简图

Fig. 3 Schematic diagram of flat lifting movement for workpiece

的行程 L_2 和最大负载 F_{Amax} 。

缓冲机构既要在大车制动过程中保证系统的稳定性, 又要在锻造工况中吸收冲击、快速复位, 因缓冲缸 9 的位置不同, 其作用在前吊杆 4 的受力方向将会发生变化, 故缓冲机构的关键参数为: 钳杆轴线处于最低位置时, 缓冲缸的位置角 β (图 3), 缓冲缸的行程 L_3 和最大负载 F_{Jmax} 。

3 平升降机构关键参数的确定

3.1 工件平升高度 h 的确定

工件的平升降过程如图 3 所示, 结合图 2 可得式 (1):

$$\begin{cases} H_1 = h_1 + D_{\min}/2 \\ H_2 = k(h_2 + D_{\max}/2) \\ h = H_2 - H_1 \end{cases} \quad (1)$$

式中: D_{\min} 、 D_{\max} 分别为工件的最小、最大直径, mm; H_2 为钳杆轴线到轨面或地面的最大距离, mm; k 为提升系数, 由于在锻造过程中有时会用吊具送料, 为配合使用, k 一般取 1.1~1.4。

3.2 平升缸行程 L_1 的确定

如图 3 所示, 以 a 为原点, 水平向右为 X 轴, 竖直向下为 Y 轴建立坐标系。由图 3 中的几何关系可得式 (2):

$$\begin{cases} h = l_{aC} \sin \theta_1 + l_{aC} \sin \theta_4 \\ \theta_2 = \cos^{-1} [(l_{aC}^2 + l_{aH}^2 - l_{CH}^2) / 2l_{aC}l_{aH}] \\ \theta_3 = \pi - \tan^{-1}(Y_d / |X_d|) \\ L_1 = \sqrt{l_{aH}^2 + l_{ad}^2 - 2l_{aH}l_{ad} \cos(\theta_3 - \theta_1 - \theta_2)} - l_{dH} \end{cases} \quad (2)$$

式中: θ_1 、 θ_4 为摆动角, 一般取 $30^\circ \sim 35^\circ$ [11]; θ_2 为

杆 aC 和辅助线 aH 的夹角; θ_3 为辅助线 ad 与 X 轴间的夹角; l_{aC} 、 l_{aH} 、 l_{CH} 、 l_{ad} 分别为铰接点 a 与 C 、 a 与 H 、 C 与 H 、 a 与 d 间的长度, mm; X_d 、 Y_d 分别为铰接点 d 在水平和竖直方向的坐标; l_{dH} 为钳杆在最低位置时平升缸的长度, mm。

由式 (2) 可知, 当其他位置的参数确定时, 影响平升缸行程的关键因素为工件平升高度 h 。

3.3 平升缸最大负载 F_{Hmax} 的确定

以夹持最大工件作为恶劣工况进行受力分析, 由于整个锻造工艺可分为锻压前、锻压时及锻压后, 且锻压前与锻压时前、后吊点的受力是不同的, 需要分别计算 [12]。锻造时, 钳杆的受力如图 4 所示。其中, l_4 为前、后吊点间的距离, mm, l_5 为钳杆重心与前吊点的距离, mm, l_6 为钳杆重心与钳口中心线的距离, mm, G_2 为工件重量, G_1 为夹持装置的重量。 l_4 、 l_5 、 l_6 均可由夹钳装置结构尺寸得到。

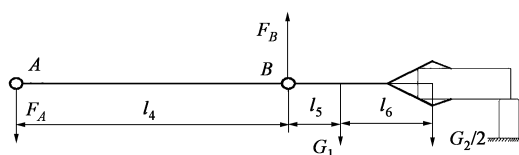


图4 钳杆在锻造时的受力示意图

Fig. 4 Schematic diagram of force for clamp bar during forging

根据力平衡关系可得:

$$F_{Bmax} = \frac{G_{2max}}{2} + G_1 + F_A \quad (3)$$

式中: F_{Bmax} 为前吊点 B 处所受的最大负荷; G_{2max} 为工件的最大重量。

锻造前, 钳杆的受力如图 5 所示, 其中, l_7 为工件重心与工件左端面的距离。列力矩平衡方程为:

$$F_{Bmax} = G_1 + G_{2max} + F_A \quad (4)$$

显然, 对比式 (3) 和式 (4) 可得, 锻造前的前吊杆受力远远大于待锻造时的数值, 故应将锻造前的工况视为恶劣工况, 前吊杆的受力计算应选择式 (4)。

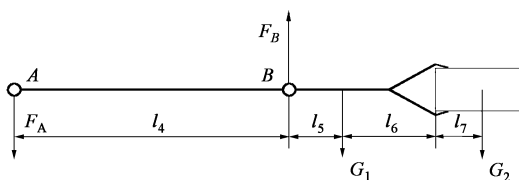


图5 钳杆在锻造前的受力示意图

Fig. 5 Schematic diagram of force for clamp bar before forging

锻造前,后转臂的受力分析如图 2 所示,由力矩平衡关系可得:

$$F_E = \frac{F_{Amax} l_1}{l_2} \quad (5)$$

锻造前,前转臂的受力分析如图 2 所示,对 a 点取距可知:

$$F_H = \frac{F_{Bmax} l_1 - F_E l_2}{l_3} \quad (6)$$

结合式 (4)~式(6) 计算可得:

$$F_{Hmax} = \frac{l_1}{l_3} (G_1 + G_{2max}) \quad (7)$$

由式 (7) 可知,当锻造操作机的前、后转臂的几何参数确定时,平升缸负载仅与工件、夹持装置的质量有关,而与工件、夹持装置的重心偏心距无关。

4 倾斜机构关键参数的确定

4.1 倾斜角 α 的确定

图 6 为倾斜机构运动简图,其中, α_1 、 α_2 分别为上、下倾角, α_3 为钳杆 AB 与铰接点 B 、 D 间连线的夹角, A' 为下倾斜点, A'' 点是 A' 点关于钳杆 AB 对称的上倾斜点。由图 6 可知,当钳杆轴线处于最低位置时,出现夹钳能夹持在轨面或地面上的最小工件这一极端工况,作为倾斜角参数确定的约束条件,应满足以下关系:

$$\begin{cases} \alpha_1 = \tan^{-1} \frac{H_1 - R_{min}}{l_5 + l_6} \\ \alpha_2 = \alpha_1 \end{cases} \quad (8)$$

式中: R_{min} 为工件的最小半径或长度, mm。

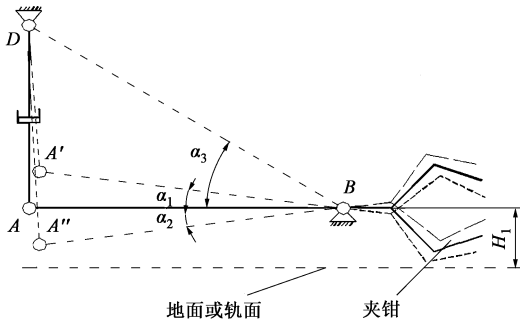


图 6 工件倾斜运动简图

Fig. 6 Schematic diagram of pitching movement for workpiece

4.2 倾斜缸行程 L_2 的确定

由图 6 中的几何关系可得:

$$\begin{cases} \alpha_3 = \tan^{-1} \frac{l_{DA}}{l_{AB}} \\ l_{DA'} = \sqrt{l_{DB}^2 + l_{A'B}^2 - 2l_{DB}l_{A'B}\cos(\alpha_3 - \alpha_1)} \\ l_{DA''} = \sqrt{l_{DB}^2 + l_{A'B}^2 - 2l_{DB}l_{A'B}\cos(\alpha_3 + \alpha_2)} \\ L_2 = l_{DA'} - l_{DA''} \end{cases} \quad (9)$$

式中: l_{DA} 、 l_{AB} 分别为夹钳水平时,倾斜缸、前后吊点的长度; l_{DB} 为铰接点 D 与前吊点 B 间的长度; $l_{A'B}$ 、 $l_{A''B}$ 分别为夹钳在下倾、上倾时,前后吊点的长度; $l_{DA'}$ 、 $l_{DA''}$ 分别为夹钳在下倾、上倾时,倾斜缸的长度。

由式 (9) 可知,倾斜缸行程的大小主要取决于倾斜角的数值,且与其值成正比。

4.3 倾斜缸最大负载 F_{Amax} 的确定

锻造时,钳杆受力如图 4 所示,列力矩平衡方程为:

$$F_{Amax} = \frac{G_{2max}(l_5 + l_6) + 2G_1 l_5}{2l_4} \quad (10)$$

锻造前,钳杆受力如图 5 所示,列力矩平衡方程为:

$$F_{Amax} = \frac{G_{2max}(l_5 + l_6 + l_7) + G_1 l_5}{l_4} \quad (11)$$

显然,对比式 (10) 和式 (11) 可得,锻造前的倾斜缸受力远远大于待锻造时的数值,所以,倾斜机构应根据锻造前的工况式 (11) 计算最大负载。

5 缓冲机构关键参数的确定

5.1 缓冲缸与水平轴夹角 β 的确定

由图 3 可知,待锻造时,缓冲缸的位置根据 β 正负的不同,有以下两类情况: $\beta < 0$ 或 $\beta \geq 0$ 。 $\beta < 0$ 意味着缓冲缸处于水平轴之下, $\beta \geq 0$ 则缓冲缸处于水平轴之上。在锻造工况中,缓冲缸所受水平分力 F_{JX} 用以顺应工件的变形抗力,竖直分力 F_{JY} 作用于前转臂。若 $\beta < 0$,将会增大前转臂的受力,若 $\beta \geq 0$,将会减缓前转臂的受力,所以,锻造前缓冲缸位置应保证 $\beta \geq 0$ 较为恰当,但 β 值也不宜过大,否则会降低缓冲缸的缓冲效率或者使得缓冲缸的结构尺寸过大。故缓冲缸在最低提升高度下锻造时,处于水平状态较为合理,应满足以下约束关系:

$$\begin{cases} h_{min} = h_2 - h_1 \\ \beta = \sin^{-1} \frac{h_{min}}{l_{IJ}} \end{cases} \quad (12)$$

式中: β 为钳杆处于最低位置时,缓冲缸与水平轴

的夹角, ($^{\circ}$); h_{\min} 为工件最低提升高度, mm; l_{IJ} 为缓冲缸的长度, mm。

这样可以保证提升不同尺寸的工件进行锻压时, 均会减缓前转臂的受力。

5.2 缓冲缸行程 L_3 的确定

平升降工况下, 为使得工件稳定, 缓冲缸的输出位移使得工件处于水平状态。由图 3 所示, 平升降过程中, 杆 aC 处于水平时, 缓冲缸输出位移为最大值, 将此值作为缓冲缸行程的一个约束条件, 缓冲缸最大输出位移 m_{\max} 为:

$$m_{\max} = l_{aC}(1 - \cos\theta_1) - l_{IJ}(1 - \cos\beta) \quad (13)$$

锻造工况下, 由对工件的变形经验公式^[5]可得:

$$\begin{cases} S = 0.29 - \frac{0.16h_3}{h_0} + \frac{0.343w}{b_0} - 0.048\left(\frac{w}{b_0}\right)^2 \\ \Delta x_1 = l_0 \left(\frac{h_0}{h_0 - d_0 \left(1 - \cos \frac{\pi t}{\tau}\right)} \right)^{1-S} - l_0 \\ \Delta y_1 = 2d_0 \left(1 - \cos \frac{\pi t}{\tau}\right) \end{cases} \quad (14)$$

式中: S 为展宽系数; w 为砧宽, mm; t 为锻打时间, s; τ 为总锻压时间, s; $2d_0$ 为压下量, mm; Δx_1 为工件的水平变形量, mm; Δy_1 为工件在竖直方向的变形量, mm; l_0 、 b_0 、 h_0 分别为锻造前锻件的长、宽、高。

因为工件是轴向和径向两个方向的变形, 结合图 3 中的几何关系可得 B 点、 C 点的坐标 (x_B, y_B) 、 (x_C, y_C) 为:

$$\begin{cases} x_B = l_{aC}\cos\theta - 1/2\Delta x_1 \\ y_B = l_{aC}\sin\theta + l_{CB} + 1/2\Delta y_1 \\ x_C = l_{aC}\cos\theta \\ y_C = l_{aC}\sin\theta + 1/2\Delta y_1 \end{cases} \quad (15)$$

式中: θ 为待锻造时杆 aC 与水平轴间的夹角, ($^{\circ}$)。

由于缓冲缸的压缩量与提升高度成反比, 故将最低提升高度作为极端工况计算。再利用解析法分析, 可得缓冲缸的位移变化量 Δl 。可知工件变形后 J 点的坐标 (x_J, y_J) 如下:

$$\begin{cases} \varepsilon = l_{CJ}/l_{JB} \\ x_J = (x_C + \varepsilon x_B)/(1 + \varepsilon) \\ y_J = (y_C + \varepsilon y_B)/(1 + \varepsilon) \end{cases} \quad (16)$$

式中: l_{CJ} 、 l_{JB} 分别为铰接点 C 与 J 、铰接点 J 与前吊点 B 间的长度; ε 为引入的无量纲, 代表 l_{CJ} 与 l_{JB} 的比值。

故锻造工况下缓冲缸的位移变化为:

$$\Delta l = l_{IJ0} - \sqrt{(x_J - x_I)^2 + (y_J - y_I)^2} \quad (17)$$

式中: (x_I, y_I) 为工件变形后 I 点的坐标; l_{IJ0} 为锻造前缓冲缸的长度。

由于平升降工况中, 缓冲缸的位移方向为大车前进方向, 而锻造工况下方向相反, 故缓冲缸的行程为:

$$L_3 = m_{\max} + \Delta l \quad (18)$$

5.3 缓冲缸最大负载 $F_{J\max}$ 的确定

锻造时, 在最低提升高度下, 缓冲缸完全压缩时缓冲缸的受力最为恶劣, 此时对前吊杆进行受力分析, 如图 7 所示, 其中, β_1 为铰接点 I 、 C 的连线 IC 与水平轴间的夹角, β_2 为工件变形后 IC 与缓冲缸 IJ 间的夹角, β_3 为工件变形过程中前吊杆变化的夹角, F_{CX} 、 F_{CY} 分别为铰接点 C 沿 X 和 Y 方向的受力, G_3 为前吊杆的重量, F_1 、 F_2 分别为锻造时水平、竖直方向的冲击载荷, F_J 为锻造时缓冲缸所受的力。

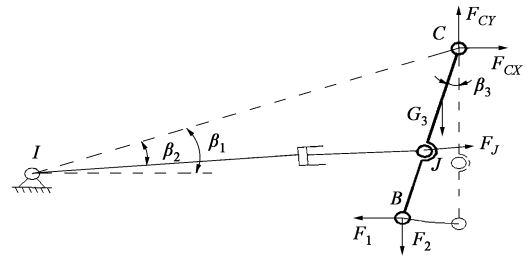


图7 前吊杆在锻造时的受力示意图

Fig. 7 Schematic diagram of force for front bar during forging

由图 7 可知, 缓冲缸与前吊杆直接连接, 其负载主要与前吊杆所受外界载荷有关。由图 7 中几何关系可知:

$$\begin{cases} \beta_1 = \tan^{-1} \frac{y_I - y_C}{|x_I - x_C|} \\ \beta_2 = \cos^{-1} \frac{l_{IC}^2 + l_{IJ}^2 - l_{CJ}^2}{2l_{IC}l_{IJ}} \\ \beta_3 = \cos^{-1} \frac{l_{CJ}^2 + l_{IC}^2 - l_{IJ0}^2}{2l_{CJ}l_{IC}} - \cos^{-1} \frac{l_{CJ}^2 + l_{IC}^2 - l_{IJ}^2}{2l_{CJ}l_{IC}} \end{cases} \quad (19)$$

对 C 点取矩, 可得:

$$F_J = \frac{F_1 l_{CB} \cos\beta_3 - \left(\frac{1}{2}G_3 l_{CB} + F_2 l_{CB}\right) \sin\beta_3}{l_{CJ} \cos(\beta_1 - \beta_2 + \beta_3)} \quad (20)$$

式中: l_{IC} 为铰接点 I 、 C 间的长度; l_{CB} 为前吊杆的长度。

从液压机整体受力考虑, 锻造操作机通过工件作用于主机机架的水平力不宜过大, 否则会造成机

架的晃动甚至破坏。从锻造操作机吊挂系统的结构来说,水平力由两部分组成:平升缸产生的水平力和缓冲缸产生的水平力,应满足以下关系式:

$$2F_{H\max}\cos\gamma + 2F_{J1\max}\cos\beta < F_3 \quad (21)$$

式中: F_3 为液压机允许的最大水平力, t; $F_{J1\max}$ 为液压机所允许的缓冲缸的最大负载, t; γ 为最低提升高度下平升缸与水平轴间的夹角, ($^\circ$)。

最终,可得缓冲缸的负载 $F_{J\max}$ 满足下式:

$$F_J < F_{J\max} < F_{J1\max} \quad (22)$$

6 实例分析

30 t 锻造操作机和配套使用的 45 MN 上推式液压机的相关参数如表 1 所示。

表 1 结构参数

Table 1 Structure parameters

结构	尺寸	结构	尺寸	结构	尺寸
l_{aH}/mm	1230	h_1/mm	545	w/mm	700
l_{ad}/mm	2964	h_2/mm	1200	d_0/mm	90
l_{dH}/mm	2152	l_1/mm	1345	τ/s	3
l_{aC}/mm	1586	l_2/mm	650	$\beta_1/(^\circ)$	6.00
l_{CH}/mm	1294	l_3/mm	1066	$\beta_2/(^\circ)$	5.63
l_{DB}/mm	3200	l_4/mm	2640	$\beta_3/(^\circ)$	16.85
$l_{A'B}/\text{mm}$	2640	l_5/mm	1240	$\gamma/(^\circ)$	35.00
l_{DA}/mm	1800	l_6/mm	1240	G_1/t	30
l_{AB}/mm	2640	l_7/mm	2000	G_2/t	30
D_{\min}/mm	$\Phi 710$	l_{IJ}/mm	4102	$\theta_1/(^\circ)$	30.00
D_{\max}/mm	$\Phi 1550$	l_{CJ}/mm	1100		

假设锻造时,水平、垂直方向的冲击载荷 F_1 、 F_2 分别为 40 和 80 t,液压机所允许的最大水平力 F_3 为 225 t,工件的长、宽和高分别为 4、1 和 1 m。结合上述的分析,确定的关键参数和原 30 t 机构的参数如表 2 所示。

表 2 主运动关键参数对比

Table 2 Comparison of key parameters for main motion

机构	负载/t	行程/mm	其余参数
现平升机构	76	1021~1280	$h=1272\sim 1865\text{ mm}$
原平升机构	95	1242	$h=1600\text{ mm}$
现倾斜机构	130	1170	$\alpha_1=\alpha_2=12.8^\circ$
原倾斜机构	148	840	$\alpha_1=\alpha_2=8^\circ$
现缓冲机构	26~50	320	$\beta=9.1^\circ$
原缓冲机构	38	242	$\beta=12.6^\circ$

由表 2 可知,现平升机构、现倾斜机构及缓冲机构的最大负载较原机构分别下降了 20%、12% 及 13%,降低了能耗,节约了资源。

利用 MATLAB 进行平升、缓冲运动及前转臂受力的比较,为便于比较,将表 2 现平升机构的行程设置为 1242 mm、提升高度设置为 1600 mm。

由图 8 可知,在平升降过程中,工件在水平方向上会产生较大的耦合位移,现机构相较原机构的水平耦合位移峰值减少了 12%。

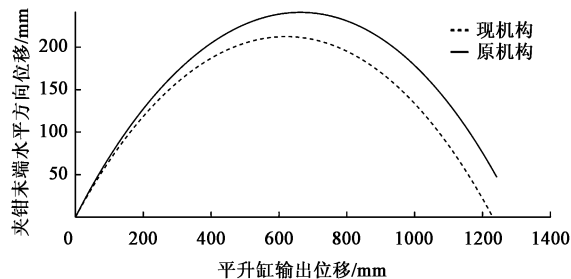


图 8 夹钳末端水平方向位移随平升缸输出位移的变化曲线

Fig. 8 Change curves of horizontal displacement for clamp end with output displacement for flat lift cylinder

由图 9 可知,在不同锻造提升高度时,现机构与原机构相比,大幅减少了前转臂的负荷,更好地保护了吊挂系统。从提升最低高度 $h=650\text{ mm}$ 开始,现机构已具备减缓前转臂负荷的能力。

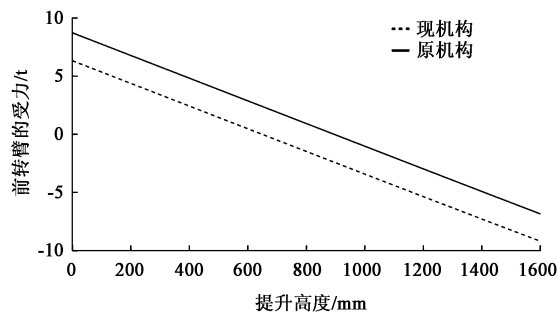


图 9 不同提升高度下前转臂受力的变化曲线

Fig. 9 Change curves of force for front arm under different lifting heights

由图 10 和图 11 可知,现机构和原机构均可实现水平顺应运动。但现机构的缓冲缸行程较原机构增加了 24%,在工件塑性成形时将会更好地保护缓冲缸,防止因大变形对缓冲缸甚至吊挂系统造成破坏。

7 结论

(1) 基于夹持装置末端的输出状态,分析了吊挂系统的实际工况,明确了吊挂系统结构,确定了

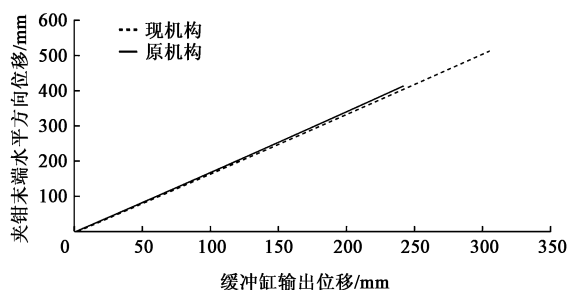


图10 夹钳末端水平方向位移随缓冲缸输出位移的变化曲线

Fig. 10 Change curves of horizontal displacement for clamp end with output displacement for buffer cylinder

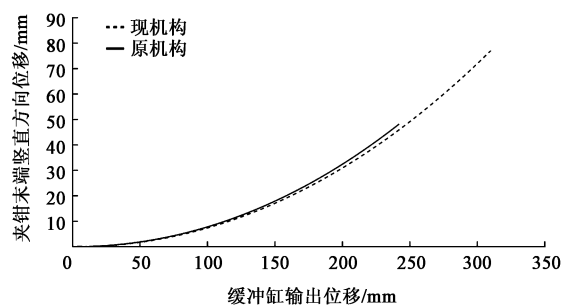


图11 夹钳末端垂直方向位移随缓冲缸输出位移的变化曲线

Fig. 11 Change curves of vertical displacement for clamp end with output displacement for buffer cylinder

对平升降、倾斜及缓冲运动进行研究的必要性。

(2) 基于平升降、倾斜和缓冲机构的运动轨迹和静力学分析, 得到了各机构关键参数的确定依据, 主要为: 平升缸、倾斜缸及缓冲缸的行程、负载, 工件的平升高度、倾斜角, 缓冲缸的位置角等关键参数, 为锻造操作机吊挂系统结构的设计和 optimization 提供了理论基础。

(3) 根据研究思路, 进行了实例分析, 并与同类在用设备进行了比较。结果显示: 本文确定的平升缸、倾斜缸及缓冲缸的最大负载相较同类型设备分别下降了20%、12%及13%。并在最低提升高度开始锻造时可减缓前转臂的负荷, 更好地保护了吊挂系统, 明确了研究成果的可行性。

参考文献:

- [1] 高峰, 郭为忠, 宋清玉, 等. 重型锻造装备国内外研究与发展[J]. 机械工程学, 2010, 46 (19): 92-107.
Gao F, Guo W Z, Song Q Y, et al. Current development of heavy-duty manufacturing equipment [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46 (19): 92-107.
- [2] 吴娜, 袁名伟. 锻造机双缸液压同步控制系统建模及仿真[J]. 锻压技术, 2020, 45 (1): 144-150.
Wu N, Yuan M W. Modeling and simulation of double cylinder hy-

draulic synchronous control system for forging press [J]. Forging & Stamping Technology, 2020, 45 (1): 144-150.

- [3] Zhai F G, Kong X D, Ai C, et al. Multi-field co-simulation research on suspension system of forging manipulator based on virtual prototype technology [J]. Advanced Materials Research, 2010, 97-101: 3174-3178.
- [4] 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. Study on stiffness and damping parameters of parallel link-manipulator's suspension system [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27 (23): 3130-3135.
- [5] 李刚, 刘德时. 锻压操作机大范围顺应运动的动力学行为分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46 (11): 21-28.
Li G, Liu D S. Dynamic behavior of the forging manipulator under large amplitude compliance motion [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46 (11): 21-28.
- [6] 许允斗, 郭江涛, 梁晶晶, 等. 结合加工工序锻造操作机的运动学与静力学分析[J]. 机械设计与制造, 2015, (1): 24-26.
Xu Y D, Guo J T, Liang J J, et al. The kinematic and static analysis of forging manipulator combining with forging processes [J]. Machinery Design & Manufacture, 2015, (1): 24-26.
- [7] Ding H, Feng Z, Huo L, et al. Performance comparison of major-motion mechanisms of three forging manipulators [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 139: 270-283.
- [8] 李永亮. 某重载锻造操作机运动学及动力学分析研究[J]. 智能制造, 2015, (11): 35-37.
Li Y L. Kinematics and dynamics of a heavy-duty forging manipulator analysis and research [J]. Journal of Intelligent Manufacturing, 2015, (11): 35-37.
- [9] 许允斗, 赵永生. 3种锻造操作机主运动机构受力比较分析[J]. 机械设计, 2012, 29 (7): 38-42.
Xu Y D, Zhao Y S. Force comparative analysis of three mechanisms of forging manipulator [J]. Journal of Machine Design, 2012, 29 (7): 38-42.
- [10] 杨晋, 朱学亮, 张起樑, 等. 近恒力输出的锻造操作机夹持装置研究[J]. 机械工程学, 2017, 53 (22): 50-56.
Yang J, Zhu X L, Zhang Q L, et al. The clamping device study of the approximate constant force output forging manipulator [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53 (22): 50-56.
- [11] 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.
- [12] 赵勇, 林忠钦, 王皓. 重型锻造操作机的操作性能分析[J]. 机械工程学, 2010, 46 (11): 69-75.
Zhao Y, Lin Z Q, Wang H. Manipulation performance analysis of heavy manipulators [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46 (11): 69-75.