

变频压力机摆动力完全平衡分析及部分平衡优化设计

李霞¹, 张清林², 江秀花², 臧崇运², 尤佳琪², 于勇涛², 沈惠平¹

(1. 常州大学 现代机构学研究中心, 江苏 常州 213016; 2. 江苏兴锻智能装备科技有限公司, 江苏 溧阳 213300)

摘要: 对一种基于零耦合度平面六杆机构的变频压力机作摆动力平衡设计。首先, 分析计算了机构的自由度和耦合度; 其次, 在位置分析的基础上, 依次求得了滑块的位移、速度和加速度曲线; 最后, 添加由有限位置法求出的配重, 实现了机构摆动力的完全平衡, 并通过机构平衡后的总质心与总摆动力曲线加以验证; 此外, 基于实际情况的考虑, 进行了机构摆动力部分平衡优化设计, 采用遗传算法得到设定范围内的最佳配重值。结果表明: 质心曲线在 x 和 y 方向上的变化幅度分别减少了 52.2437% 和 8.9392%, 总摆动力在 x 和 y 方向上的变化幅度分别减少了 49.4924% 和 2.7584%, 验证了部分平衡优化的有效性。

关键词: 变频压力机; 摆动力平衡; 有限位置法; 遗传算法; 平衡优化

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2024.04.024

中图分类号: TH113.2⁺5

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2024) 04-0178-11

Complete balance analysis and partial balance optimization design on swing force for variable frequency press

Li Xia¹, Zhang Qinglin², Jiang Xiuhua², Zang Chongyun², You Jiaqi², Yu Yongtao², Shen Huiping¹

(1. Research Center of Advanced Mechanism, Changzhou University, Changzhou 213016, China;

2. Jiangsu Xingduan Intelligent Equipment Technology Co., Ltd., Liyang 213300, China)

Abstract: The balance design of swing force for a variable frequency press based on zero coupling degree plane six-bar mechanism was made. Firstly, the freedom degree and coupling degree of the mechanism were analyzed and calculated. Then, on the basis of position analysis, the displacement, velocity and acceleration curves of slider were obtained in turn. Finally, the counterweight obtained by the finite position method was added to realize the complete balance of swing force for the mechanism, which was verified by the total center of mass and total swing force curves of balanced mechanism. In addition, based on the actual situation, the partial balance optimization design of swing force for the mechanism was carried out, and the optimal counterweight value within the set range was obtained by genetic algorithm. The results show that the variation amplitude of the center of mass curve in x and y directions decreases by 52.2437% and 8.9392% respectively, and the variation amplitude of the total swing force curve in x and y directions decreases by 49.4924% and 2.7584% respectively, verifying the validity of the partial balance optimization.

Key words: variable frequency press; swing force balance; finite position method; genetic algorithm; balance optimization

作为机械零件加工的重要环节, 锻压是机械加工制造的基础工艺之一, 有助于提高材料的性能, 在汽车制造、航空航天、建筑和家具制造等领域有着广泛的应用^[1]。目前, 压力机已具有多个优点, 包括多样的运转模式、节能降噪、下死点停顿保压、可实现正逆往返运动加压、提高模具寿命、便于自

动化同步等, 但也存在着机身摇晃、噪音大等问题。压力机一般采用平面连杆机构。因此, 当运动构件具有较大的速度和加速度时, 会产生较大的惯性和惯性力矩, 而所有运动构件的惯性和惯性力矩均通过运动副传递至机架, 形成一个大小和方向周期性变化的摆动力和摆动力矩。这个摆动力和摆动力矩一方面使压力机产生振动和噪声, 从而降低了压力机的运动精度和平稳性; 另一方面, 在运动副中产生动压力, 加剧轴承的发热和磨损。因此, 研究压力机机构的平衡问题具有重要意义。

赵升吨等^[2-3]根据高速压力机的工作特点, 论述了5条降低惯性力及动平衡的途径, 并提出了高

收稿日期: 2023-09-08; 修订日期: 2023-12-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51975062)

作者简介: 李霞 (1999-), 女, 硕士研究生

E-mail: 1275216462@qq.com

通信作者: 沈惠平 (1965-), 男, 博士, 教授

E-mail: shp65@126.com

速压力机惯性力平衡效果的科学评价指标; 曾梁彬等^[4]针对曲柄式高速压力机平衡问题, 构造了一个针对机身振动响应的综合平衡优化模型; 钱功等^[5]通过建立高速精密压力机的数字化模型, 优化副滑块平衡质量和设置平衡缸, 以改善其振动现象; Lu X J 等^[6]提出了多连杆高速精密压力机的平衡机构, 该平衡机构一方面可以显著减少作用于床身上的垂直惯性力, 另一方面会增加某些部件的水平惯性力和力矩需要; 张庆飞等^[7]采用对称布置法实现了机构的部分平衡, 减少了惯性力的不良影响; 孙杨波等^[8]研究了高速多杆实验压力机的综合平衡方案, 对比传统方案, 能够有效改善机身振动。

本文研究江苏兴锻智能装备科技有限公司研制的 ZNX2-3000 (B) 型变频压力机, 其主机构为平面六杆机构, 由曲柄摇杆机构串联一个摇杆滑块机构组成, 连杆机构的平衡主要是对惯性力的平衡^[9], 平衡惯性力以减少机构传给机架的总合力 (即总摆动力)。ZNX2-3000 (B) 型变频压力机由转速为 $1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、功率为 75 kW 的变频电机驱动, 采用带轮和一级齿轮减速的传动结构, 工作台固定。主要技术指标为: 最大加压能力为 3000 kN ; 行程长度为 300 mm ; 无负荷连续行程数为每分钟 $50 \sim 70$ 次; 最大闭模高度为 750 mm 。

本文针对江苏兴锻智能装备科技有限公司研制的 ZNX2-3000 (B) 型变频压力机, 在拓扑分析的基础上, 对其进行运动学分析, 并进行摆动力完全平衡分析与部分平衡优化设计。

1 压力机的拓扑分析

基于平面六杆机构的变频压力机构简图如图 1 所示。在 D 点建立直角坐标系 Oxy , AB 、 BC 、 CD 、 DE 和 EF 各构件的长度分别为 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 和 l_5 , 铰点 A 、 D 在 x 、 y 方向上的距离分别为 l_m 、 l_n , 三副杆 3 的夹角为 α 。设构件 1~构件 5 的角位置为 θ_i ($i=1 \sim 5$, $\theta_5=3\pi/2$, 图 1 中未标出), θ_i 为构件 i 与 x 轴正方向之间的夹角, 其中, 曲柄为匀角速度转动的驱动件。

压力机整个驱动与传动原理过程如下: 电动机带动小带轮转动, 通过皮带驱动大飞轮, 并通过高速轴, 传动与小齿轮相互啮合的大齿轮, 带动曲柄连杆机构, 使滑块实现一定行程长度内的上下往复运动, 完成冲压动作。

由图 1 可知, 该机构主要由机架 6、杆组 (构

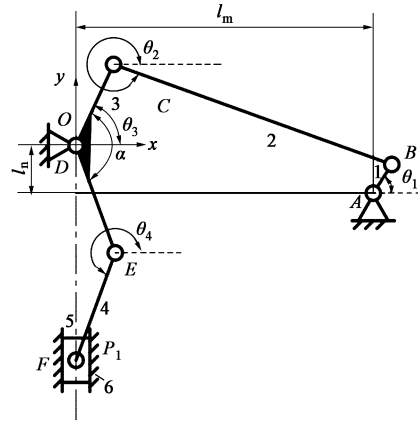


图 1 变频压力机构简图

1. 偏心体 (简化为曲柄) 2. 大连杆 3. 角架式摇杆 (三副杆)
4. 小连杆 5. 工作滑块 P_1 6. 机架

Fig. 1 Mechanism diagram of variable frequency press

件 2、构件 3)、杆组 (构件 4、构件 5) 两个 II 级杆组组成, 工作滑块 5 与滑轨之间的连接方式为移动副, 其余构件之间的连接点 $A \sim F$ 处采用转动副的铰接方式, 该机构的每一构件与机架之间均有一条通路, 而所有通路仅由转动副组成。例如, 构件 2 可通过转动副 B 、 A 或转动副 C 、 D 与机架相连; 构件 4 可通过转动副 E 、 D 与机架相连, 其他构件可类比构件 2、构件 4 的判断方法, 满足通路定理^[10]。因此, 机构摆动力完全平衡, 可以通过对所有构件附加配重加以实现。

1.1 自由度分析

显然, 该机构的第 1 个独立回路 LOOP_1 为 $A-B-C-D$, 其独立位移方程数 $\xi_{L_1}=3$; 第 2 个独立回路 LOOP_2 为 $E-F-P_1$, 其独立位移方程数 $\xi_{L_2}=3$ 。机构整体自由度 DOF ^[11]可求得为:

$$\text{DOF} = \sum_{i=1}^n f_i - \sum_{j=1}^2 \xi_{L_j} = 7 - (3 + 3) = 1 \quad (1)$$

式中: f_i 为第 i 个运动副的自由度; n 为运动副总数; ξ_{L_j} 为第 j 个独立回路的独立位移方程数。

因此, 该机构的自由度为 1, 当驱动曲柄 1 旋转运动时, 工作滑块 5 可实现直线式往复运动, 从而完成冲压。

1.2 耦合度 k 的计算

上述 2 个独立回路的约束度 Δ_1 、 Δ_2 ^[11]分别为:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \sum_{i=1}^{n_1} f_i - I_1 - \xi_{L_1} = 4 - 1 - 3 = 0 \\ \Delta_2 &= \sum_{i=1}^{n_2} f_i - I_2 - \xi_{L_2} = 3 - 0 - 3 = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

式中: n_1 、 n_2 分别为第 1、2 个独立回路的运动副数; I_1 、 I_2 分别为第 1、2 个独立回路的驱动副数。

因此, 第 1、2 个回路分别构成基本运动链 SKC, 即 SKC₁、SKC₂, 其 2 个回路的耦合度 k_1 、 k_2 ^[11] 分别计算为:

$$k_1 = k_2 = \frac{1}{2} \min \left(\sum_{w=1}^1 |\Delta_w| \right) = \frac{1}{2} \times 0 = 0 \quad (3)$$

式中: Δ_w 为 SKC₁、SKC₂ 分解的第 w 个单开链 (Single-open-chain, SOC) 的约束度, 该机构具有特殊性, SKC₁ 和 SKC₂ 均只含 1 个 SOC, 即 $w=1$ 。

可知, 该机构包括 2 个零耦合度的 SKC₁、SKC₂, 他们的位置正解均具有解析解, 有利于对该机构进行位置分析。

2 压力机的运动学分析

位置分析^[12] 是使用有限位置法^[10] 进行机构摆动力完全平衡的基础。

2.1 位置分析

易知, 各点的坐标为: $A = (l_m, -l_n)$, $B = (l_m + l_1 \cos \theta_1, -l_n + l_1 \sin \theta_1)$, $C = (l_{31} \cos \theta_3, l_{31} \sin \theta_3)$, $E = (l_{32} \cos(2\pi - \alpha + \theta_3), l_{32} \sin(2\pi - \alpha + \theta_3))$, $F = (0, y_E + l_4 \sin \theta_4)$, 其中, y_E 为 E 点在 y 轴的坐标。

已知 θ_1 为驱动角, 由几何约束 $BC=l_2$, 可得:

$$\theta_3 = 2 \arctan \frac{M' \pm \sqrt{M'^2 + N^2 - P^2}}{N - P} \quad (4)$$

式中: $M' = 2l_{31}(l_n - l_1 \sin \theta_1)$; $N = -2l_{31}(l_m + l_1 \cos \theta_1)$; $P = l_{31}^2 + (l_n - l_1 \sin \theta_1)^2 + (l_m + l_1 \cos \theta_1)^2 - l_2^2$ 。

此外, $\theta_2 = 2\pi - \arccos \frac{x_B - x_C}{l_2}$ (x_B 、 x_C 分别为 B 、 C 点在 x 轴的坐标), $\theta_4 = 2\pi - \arccos \frac{-x_E}{l_4}$ (x_E 为 E 点在 x 轴的坐标), $\theta_5 = 3\pi/2$ 。

其中, 工作滑块在 y 方向的位置为:

$$y_{P_1} = l_{32} \sin(2\pi - \alpha + \theta_3) + l_4 \sin \theta_4 \quad (5)$$

2.2 位置验证

ZXN2-3000 (B) 型变频压力机各构件的尺寸参数为: $l_1 = 143$ mm、 $l_2 = 1243$ mm、 $l_{31} = 375$ mm、 $l_{32} = 480$ mm、 $l_4 = 480$ mm、 $l_m = 1250$ mm、 $l_n = 200$ mm, $\alpha = 135^\circ$ 。转速为 1500 r·min⁻¹ 的变频电机在带轮和一级齿轮减速传动下, 驱动曲柄 1 逆时针方向匀速转动, 假设其初始角度为 0° , 将上述尺

寸参数代入式 (5), 可得工作滑块在竖直方向 (y 方向) 的理论位移曲线, 并用 SolidWorks 对该机构进行仿真分析验证, 如图 2 所示。

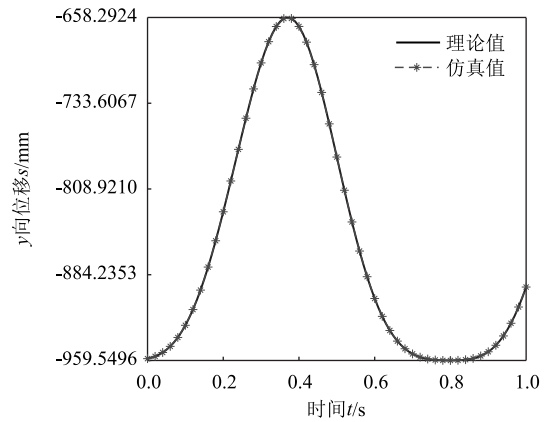


图 2 滑块沿 y 方向的位移曲线

Fig. 2 Displacement curves of slide along y direction

由图 2 可知, 滑块在竖直方向 (y 方向) 的位移值为 301.2571 mm, 仿真值为 300.4061 mm, 存在微小误差, 相对误差值为 0.2833% , 接近滑块行程 300 mm, 表明机构的位置分析正确。下死点处的位移曲线变化缓慢, 实现下死点处的停顿保压。

2.3 速度与加速度分析

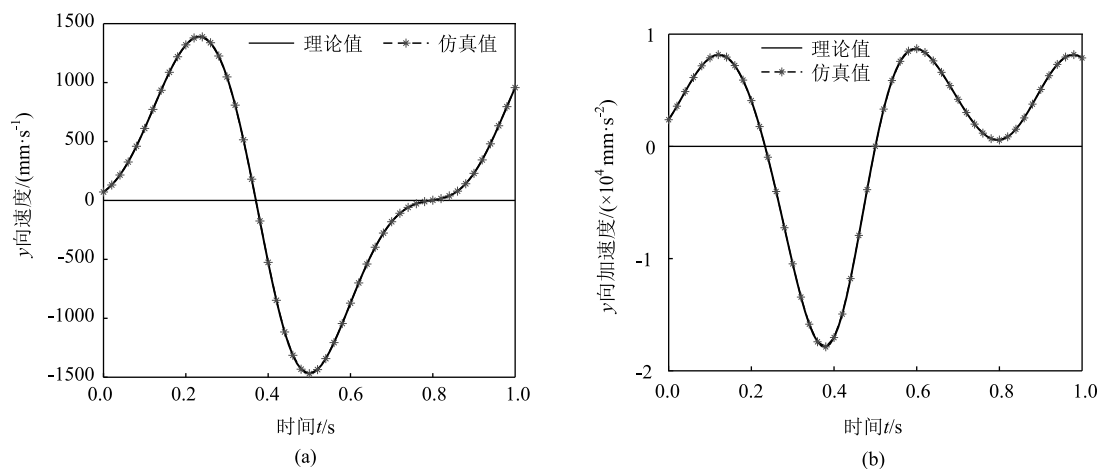
对式 (5) 进行时间一次、二次求导, 分别可得工作滑块的理论速度与加速度曲线, 并进行仿真验证, 如图 3 所示。

由图 3 可知: (1) 工作滑块上行最大运动速度为 1390.0 mm·s⁻¹, 发生于曲柄转角为 100.8° 的位置, 其工作滑块下行最大运动速度为 1469.7 mm·s⁻¹, 发生于曲柄转角为 214.2° 位置; 工作滑块到达上下死点位置时, 速度为 0 , 改变移动方向, 图 2 中的上下死点时刻与图 3a 所示速度为 0 的时刻一致, 进一步验证了速度分析的正确性; (2) 工作滑块上行最大运动加速度为 8702.8 mm·s⁻², 发生于曲柄转角为 256.2° 的位置, 滑块下行最大运动加速度为 17862 mm·s⁻², 发生于曲柄转角为 163.8° 的位置; 工作滑块接近下死点位置时刻时, 加速度数值较小且变化缓慢。因此, 工作滑块在下死点位置的运动速度较小, 这有利于避免冲击力和摩擦力增加, 提高模具寿命, 以及保证产品质量和尺寸稳定性。

3 压力机摆动力完全平衡分析

3.1 连枝构件

使用有限位置法^[10,13], 对机构的所有树枝构件

图3 工作滑块沿 y 方向的运动曲线

(a) 速度曲线 (b) 加速度曲线

Fig. 3 Motion curves of working slider along y direction

(a) Velocity curve (b) Acceleration curve

附加配重,由有限个运动位置上机构的总质量矩为常量推导出的摆动力完全平衡条件,在其他任意运动位置也是成立的。在 SKC_1 、 SKC_2 中分别选取构件 2、构件 5 为连枝构件,其余构件为树枝构件。

3.2 机构未平衡时的质量矩

压力机各构件的质心位置如图 4a 所示, p_i 、 q_i ($i=1\sim5$) 分别表示构件 i 的质心相对构件本身长度和垂直于长度方向的位置参数。由组成构件的质心位置矢量,依次求解 SKC_1 和 SKC_2 的质量矩,线性

叠加可得机构的总质量矩^[14]。

3.2.1 SKC_1 质量矩

第 1 个子运动链 SKC_1 质量矩的表达式为:

$$M_1 R_1 = m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 \quad (6)$$

式中: M_1 为 SKC_1 的质量, $M_1 = \sum_{i=1}^3 m_i$; R_1 为第 1 个子运动链的总质心相对坐标原点的方位; m_i 为构件 i 的质量; r_i 为构件 i 的质心相对坐标原点的方位。

易知,构件 1~构件 3 各质心相对坐标原点方位

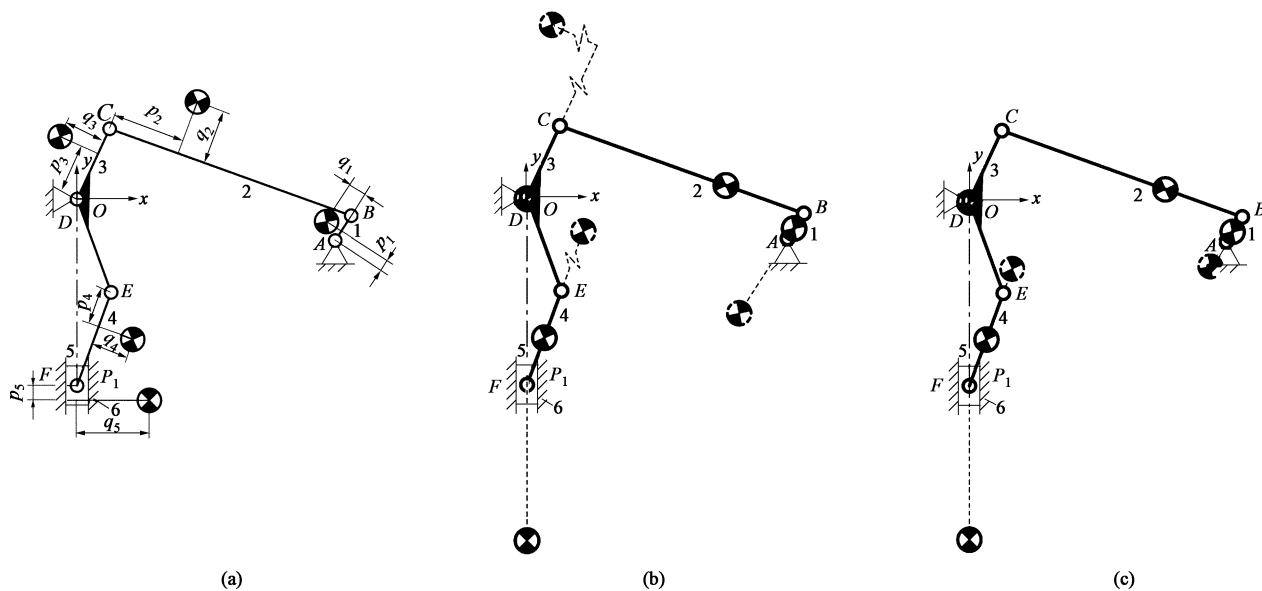


图4 各构件及配重的质心位置

(a) 各构件的质心位置 (b) 完全平衡配重位置 (c) 部分平衡配重位置

Fig. 4 Positions of center of mass for each component and counterweight

(a) Positions of center of mass for each component (b) Counterweight position of complete balance (c) Counterweight position of partial balance

分别为:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_1 &= [l_m + p_1 \cos \theta_1 - q_1 \sin \theta_1, -l_n + p_1 \sin \theta_1 + q_1 \cos \theta_1]^T \\ \mathbf{r}_2 &= [l_{31} \cos \theta_3 + p_2 \cos \theta_2 - q_2 \sin \theta_2, \\ &\quad l_{31} \sin \theta_3 + p_2 \sin \theta_2 + q_2 \cos \theta_2]^T \\ \mathbf{r}_3 &= [p_3 \cos \theta_3 - q_3 \sin \theta_3, p_3 \sin \theta_3 + q_3 \cos \theta_3]^T \end{aligned} \quad (7)$$

因此, 第 1 个子运动链的质量矩表达式的标量形式可化简为:

$$\begin{cases} M_1 R_{1x} = C_{S_{1x}} + \sum_{i=1}^3 h_i \cos \theta_i - \sum_{i=1}^3 g_i \sin \theta_i \\ M_1 R_{1y} = C_{S_{1y}} + \sum_{i=1}^3 h_i \sin \theta_i + \sum_{i=1}^3 g_i \cos \theta_i \end{cases} \quad (8)$$

式中: R_{1x} 为第 1 个子运动链的总质心相对坐标原点的 x 方向位置; R_{1y} 为第 1 个子运动链的总质心相对坐标原点的 y 方向位置; $C_{S_{1x}} = m_1 l_m$; $C_{S_{1y}} = -m_1 l_n$; $h_1 = m_1 p_1$; $g_1 = m_1 q_1$; $h_2 = m_2 p_2$; $g_2 = m_2 q_2$; $h_3 = m_2 l_{31} + m_3 p_3$; $g_3 = m_3 q_3$ 。

3.2.2 SKC₂ 质量矩

第 2 个子运动链 SKC₂ 质量矩的表达式为:

$$M_2 \mathbf{R}_2 = m_4 \mathbf{r}_4 + m_5 \mathbf{r}_5 \quad (9)$$

式中: M_2 为 SKC₂ 的质量, $M_2 = \sum_{i=4}^5 m_i$; \mathbf{R}_2 为第 2 个子运动链的总质心相对坐标原点的方位。

易知, 构件 4、构件 5 各质心相对坐标原点方位分别为:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_4 &= [l_{32} \cos(2\pi - \alpha + \theta_3) + p_4 \cos \theta_4 - q_4 \sin \theta_4, \\ &\quad l_{32} \sin(2\pi - \alpha + \theta_3) + p_4 \sin \theta_4 + q_4 \cos \theta_4]^T \\ \mathbf{r}_5 &= [l_{32} \cos(2\pi - \alpha + \theta_3) + l_4 \cos \theta_4 + p_5 \cos \theta_5 - q_5 \sin \theta_5, \\ &\quad l_{32} \sin(2\pi - \alpha + \theta_3) + l_4 \sin \theta_4 + p_5 \sin \theta_5 + q_5 \cos \theta_5]^T \end{aligned} \quad (10)$$

因此, 第 2 个子运动链的质量矩表达式的标量形式可化简为:

$$\begin{cases} M_2 R_{2x} = C_{S_{2x}} + \sum_{i=4}^5 h_i \cos \theta_i - \sum_{i=4}^5 g_i \sin \theta_i \\ M_2 R_{2y} = C_{S_{2y}} + \sum_{i=4}^5 h_i \sin \theta_i + \sum_{i=4}^5 g_i \cos \theta_i \end{cases} \quad (11)$$

式中: R_{2x} 为第 2 个子运动链的总质心相对坐标原点的 x 方向位置; R_{2y} 为第 2 个子运动链的总质心相对坐标原点的 y 方向位置; $C_{S_{2x}} = (m_4 + m_5) l_{32} \cos(2\pi - \alpha + \theta_3)$; $C_{S_{2y}} = (m_4 + m_5) l_{32} \sin(2\pi - \alpha + \theta_3)$; $h_4 = m_5 l_4 + m_4 p_4$; $g_4 = m_4 q_4$; $h_5 = m_5 p_5$; $g_5 = m_5 q_5$ 。

3.2.3 机构未平衡时的总质量矩

综上, 该机构的总质量矩为:

$$M \mathbf{R} = M_1 \mathbf{R}_1 + M_2 \mathbf{R}_2 \quad (12)$$

式中: M 为该机构的总质量, $M = \sum_{i=1}^5 m_i$; \mathbf{R} 为机构总质心位置矢量。

将式 (8) 和式 (11) 代入式 (12) 可得:

$$\begin{cases} M R_x = C_x + \sum_{i=1}^5 h_i \cos \theta_i - \sum_{i=1}^5 g_i \sin \theta_i \\ M R_y = C_y + \sum_{i=1}^5 h_i \sin \theta_i + \sum_{i=1}^5 g_i \cos \theta_i \end{cases} \quad (13)$$

式中: R_x 为机构总质心相对坐标原点的 x 方向位置; R_y 为机构总质心相对坐标原点的 y 方向位置; $C_x = m_1 l_m$; $C_y = -m_1 l_n$; $h_1 = m_1 p_1$; $g_1 = m_1 q_1$; $h_2 = m_2 p_2$; $g_2 = m_2 q_2$; $h_3 = m_2 l_{31} + m_3 p_3 + (m_4 + m_5) l_{32} \cos \alpha$; $g_3 = m_3 q_3 - (m_4 + m_5) l_{32} \sin \alpha$; $h_4 = m_5 l_4 + m_4 p_4$; $g_4 = m_4 q_4$; $h_5 = m_5 p_5$; $g_5 = m_5 q_5$ 。

3.3 摆动力完全平衡条件及其配重参数求解

3.3.1 摆动力完全平衡条件

由 1.1 节可知, 该机构是一个回路数 V 为 2、自由度 DOF 为 1 的平面六杆机构。因此, 建立的线性方程组应包括 $4(V + DOF + 1)$ 个不同的运动位置, 记第 k 个运动位置时, 构件 i 与 x 轴正方向之间的夹角为 θ_{ik} , 式 (13) 对应改写为:

$$\begin{cases} [M R_x]_k = C_x + \sum_{i=1}^5 h_i \cos \theta_{ik} - \sum_{i=1}^5 g_i \sin \theta_{ik} \\ [M R_y]_k = C_y + \sum_{i=1}^5 h_i \sin \theta_{ik} + \sum_{i=1}^5 g_i \cos \theta_{ik} \end{cases} \quad (14)$$

式中: $[M R_x]_k$ 、 $[M R_y]_k$ 为机构在第 k 个运动位置时总质量矩在 x 、 y 方向上的分量, $k = 0, 1, 2, 3$ ($k = 0$ 表示初始位置)。

对树枝构件 1、构件 3、构件 4 附加以适当的配重 (配重参数记为 m_1^* 、 m_3^* 、 m_4^* 、 p_1^* 、 p_3^* 、 p_4^* 、 q_1^* 、 q_3^* 、 q_4^*), 以达到机构摆动力完全平衡的目标。此时机构在 k ($k = 1, 2, 3$) 个不同运动位置时的总质量矩均是一样的, 即:

$$\begin{cases} [M R_x]_k - [M R_x]_0 = 0 \\ [M R_y]_k - [M R_y]_0 = 0 \end{cases} \quad (15)$$

将式 (14) 代入式 (15), 可得:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^5 h_i^* \Delta C_{ik} - \sum_{i=1}^5 g_i^* \Delta S_{ik} = 0 \\ \sum_{i=1}^5 h_i^* \Delta S_{ik} + \sum_{i=1}^5 g_i^* \Delta C_{ik} = 0 \end{cases} \quad (16)$$

式中: ΔC_{ik} 为构件 i 在第 k 个运动位置时转角 θ_i 的余弦值与在初始位置时转角 θ_i 的余弦值之差, $\Delta C_{ik} = \cos\theta_{ik} - \cos\theta_{i0}$, $k=1, 2, 3$; ΔS_{ik} 为构件 i 在第 k 个运动位置时转角 θ_i 的正弦值与在初始位置时转角 θ_i 的正弦值之差, $\Delta S_{ik} = \sin\theta_{ik} - \sin\theta_{i0}$; $h_1^* = m_1 p_1 + m_1^* p_1^*$; $g_1^* = m_1 q_1 + m_1^* q_1^*$; $h_2^* = m_2 p_2$; $g_2^* = m_2 q_2$; $h_3^* = m_2 l_{31} + m_3 p_3 + m_3^* p_3^* + (m_4 + m_4^* + m_5) l_{32} \cos\alpha$; $g_3^* = m_3 q_3 + m_3^* q_3^* - (m_4 + m_4^* + m_5) l_{32} \sin\alpha$; $h_4^* = m_5 l_4 + m_4 p_4 + m_4^* p_4^*$; $g_4^* = m_4 q_4 + m_4^* q_4^*$; $h_5^* = m_5 p_5$; $g_5^* = m_5 q_5$ 。

3.3.2 摆动力完全平衡的配重参数

式 (16) 可改写为矩阵形式:

$$\begin{bmatrix} \Delta C_I & -\Delta S_I & \cdots & \Delta C_{II} & -\Delta S_{II} \\ \Delta S_I & \Delta C_I & \cdots & \Delta S_{II} & \Delta C_{II} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} H_I & G_I & \cdots & H_{II} & G_{II} \end{bmatrix}^T = 0 \quad (17)$$

$$\text{式中: } \Delta C_I = \begin{bmatrix} \Delta C_{11} & \Delta C_{31} & \Delta C_{41} \\ \Delta C_{12} & \Delta C_{32} & \Delta C_{42} \\ \Delta C_{13} & \Delta C_{33} & \Delta C_{43} \end{bmatrix}; \Delta C_{II} = \begin{bmatrix} \Delta C_{21} & \Delta C_{51} \\ \Delta C_{22} & \Delta C_{52} \\ \Delta C_{23} & \Delta C_{53} \end{bmatrix}; \Delta S_I = \begin{bmatrix} \Delta S_{11} & \Delta S_{31} & \Delta S_{41} \\ \Delta S_{12} & \Delta S_{32} & \Delta S_{42} \\ \Delta S_{13} & \Delta S_{33} & \Delta S_{43} \end{bmatrix}; \Delta S_{II} = \begin{bmatrix} \Delta S_{21} & \Delta S_{51} \\ \Delta S_{22} & \Delta S_{52} \\ \Delta S_{23} & \Delta S_{53} \end{bmatrix}; H_I = [h_1^*, h_3^*, h_4^*]^T; H_{II} = [h_2^*, h_5^*]^T; G_I = [g_1^*, g_3^*, g_4^*]^T; G_{II} = [g_2^*, g_5^*]^T。$$

式 (17) 可简写为:

$$\begin{bmatrix} H_I^* \\ G_I^* \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} H_{II} \\ G_{II} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Delta C_I & -\Delta S_I \\ \Delta S_I & \Delta C_I \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \Delta C_{II} & -\Delta S_{II} \\ \Delta S_{II} & \Delta C_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{II} \\ G_{II} \end{bmatrix} \quad (18)$$

式中: $H_I^* = [(m_1^* p_1^*), (m_3^* p_3^*), (m_4^* p_4^*)]^T$; $G_I^* = [(m_1^* q_1^*), (m_3^* q_3^*), (m_4^* q_4^*)]^T$; $H_{II} = [h_2, h_5]^T$; $G_{II} = [g_2, g_5]^T$; $h_3' = m_2 l_{31} + m_3 p_3 + (m_4 + m_4^* + m_5) l_{32} \cos\alpha$, $g_3' = m_3 q_3 - (m_4 + m_4^* + m_5) l_{32} \sin\alpha$ 。

3.3.3 摆动力完全平衡数值求解

2.2 节已给出压力机各构件的尺寸参数。各构件的质量参数为: $m_1 = 1009.16$ kg, $m_2 = 290.57$ kg, $m_3 = 2871.07$ kg, $m_4 = 277.68$ kg, $m_5 = 7073.87$ kg; 各构件质心位置参数为 $p_1 = 56.68$ mm, $q_1 = 0$ mm; $p_2 = 845.57$ mm, $q_2 = 0$ mm; $p_3 = -8.56$ mm, $q_3 = -3.83$ mm;

$p_4 = 240$ mm, $q_4 = 0$ mm; $p_5 = 748$ mm, $q_5 = 0$ mm。

当驱动曲柄 1 的 4 个输入角位置分别为 $\theta_1 = 0^\circ$ 、 30° 、 90° 、 120° 时, 可得:

$$\Delta C_I = \begin{bmatrix} \Delta C_{11} & \Delta C_{31} & \Delta C_{41} \\ \Delta C_{12} & \Delta C_{32} & \Delta C_{42} \\ \Delta C_{13} & \Delta C_{33} & \Delta C_{43} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} -0.1340 & -0.0971 & -0.1218 \\ -1.0000 & -0.4427 & -0.4717 \\ -1.5000 & -0.6058 & -0.6028 \end{bmatrix}$$

$$\Delta S_I = \begin{bmatrix} \Delta S_{11} & \Delta S_{31} & \Delta S_{41} \\ \Delta S_{12} & \Delta S_{32} & \Delta S_{42} \\ \Delta S_{13} & \Delta S_{33} & \Delta S_{43} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} 0.5000 & 0.0752 & 0.0156 \\ 1.0000 & 0.2244 & 0.1544 \\ 0.8660 & 0.2467 & 0.2539 \end{bmatrix}$$

$$\Delta C_{II} = \begin{bmatrix} \Delta C_{21} & \Delta C_{51} \\ \Delta C_{22} & \Delta C_{52} \\ \Delta C_{23} & \Delta C_{53} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.0139 & 0 \\ 0.0185 & 0 \\ 0.0102 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\Delta S_{II} = \begin{bmatrix} \Delta S_{21} & \Delta S_{51} \\ \Delta S_{22} & \Delta S_{52} \\ \Delta S_{23} & \Delta S_{53} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.0348 & 0 \\ 0.0474 & 0 \\ 0.0252 & 0 \end{bmatrix} \quad (19)$$

将各构件的尺寸、质量、质心位置参数及与 x 轴正方向夹角在不同运动位置下的正余弦差值代入式 (18), 可得:

$$\begin{cases} m_1^* p_1^* = -8.5465 \times 10^4 \\ m_1^* q_1^* = 0 \end{cases} \quad (20)$$

$$\begin{cases} m_3^* p_3^* = 2.5528 \times 10^6 \\ m_3^* q_3^* = 2.5741 \times 10^6 \end{cases} \quad (21)$$

$$\begin{cases} m_4^* p_4^* = -3.4621 \times 10^6 \\ m_4^* q_4^* = 0 \end{cases} \quad (22)$$

输入角 θ_1 任取一组数值, 计算结果和式 (20) ~ 式 (22) 一致。

3.3.4 摆动力完全平衡结果

由式 (20) ~ 式 (22) 可知, 决定机构最终摆动力平衡的参数主要有: m_i^* 、 p_i^* 、 q_i^* ($i=1, 3, 4$)。为验证完全平衡结果, 对式 (20) ~ 式 (22) 给定配重大小: $m_1^* = m_3^* = m_4^* = 200$ kg, 则 $p_1^* = -427.3262$ mm, $p_3^* = 12764$ mm, $p_4^* = -17311$ mm, $q_1^* = 0$ mm, $q_3^* = 12870$ mm, $q_4^* = 0$ mm。

机构总质心表达式的标量形式可简化为:

$$\begin{cases} x_s = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^5 m_i x_{si} \\ y_s = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^5 m_i y_{si} \end{cases} \quad (23)$$

式中: x_s 为机构总质心在 x 方向上的分量; y_s 为机构总质心在 y 方向上的分量。

机构总摆动力表达式的标量形式简化为:

$$\begin{cases} F_x = M\ddot{x}_s \\ F_y = M\ddot{y}_s \end{cases} \quad (24)$$

式中: (x_{si}, y_{si}) 为构件 i 的质心的标量形式; (\ddot{x}_s, \ddot{y}_s) 为机构总质心加速度的标量形式; F_x 、 F_y 分别为机构总摆动力在 x 、 y 方向上的分量。

对式 (23) 进行编程, 得到机构的总质心曲线, 如图 5 所示。

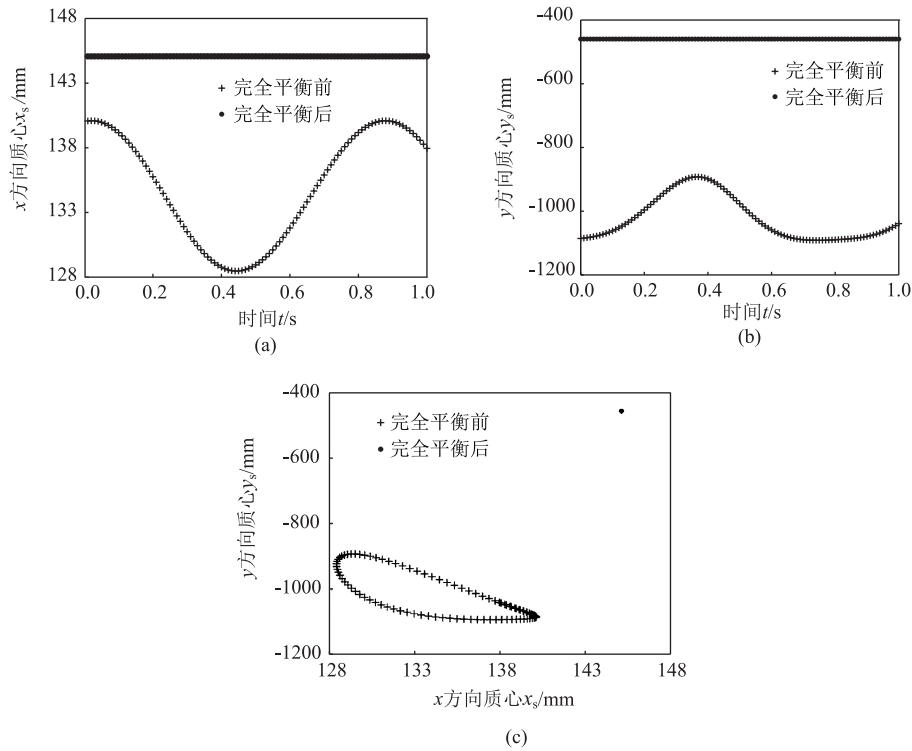


图 5 完全平衡前后的机构总质心曲线

(a) x 方向上的质心曲线 (b) y 方向上的质心曲线 (c) 总质心曲线

Fig. 5 Total center of mass curves of mechanism before and after complete balance

(a) Center of mass curves along x direction (b) Center of mass curves along y direction (c) Total center of mass curves

由图 5 可知, 完全平衡前, 机构总质心在 x 方向上的波动为 11.6215 mm, 在 y 方向上的波动为 199.1732 mm; 完全平衡后, 随着驱动构件 1 的转动, 其总质心总是在 (145.1, -459.7) 点处保持静止, 在 x 、 y 方向上的波动减小至零。

对式 (24) 进行编程, 得到机构的总摆动力曲线, 如图 6 所示。由图 6 可知, 完全平衡前, 机构摆动力在 x 、 y 方向上的波动幅度分别为 7.1320 和 199.75 kN, 总摆动力在上死点达到最大值, 为 131.99 kN, 在上下死点之间某个位置达到最小值, 为 1.4875 kN, 1 个冲程内幅度高达 130.50 kN; 完全平衡后, 机构总摆动力曲线变为数值为 0 的直线。

综上所述, 采用有限位置法添加配重, 对于实

现摆动力完全平衡是可行的。

机构完全平衡的配重位置如图 4b 所示, 其中, 边线为实线的圆形图标表示平衡前各构件质心的实际位置, 边线为点画线的圆形图标表示平衡后所需添加配重的实际位置, 可以明显看出, 完全平衡的配重位置不符合实际, 在工程上实现的可能性不大, 为此, 进行机构摆动力的部分平衡分析。

4 压力机摆动力部分平衡优化设计

为使机构完全平衡, 所附加的配重偏离相应构件过远。因此, 对机构进行摆动力部分平衡更合理。

遗传算法通过模拟自然选择、交叉、变异等过程, 通过不断迭代优化个体的适应度, 最终得到最

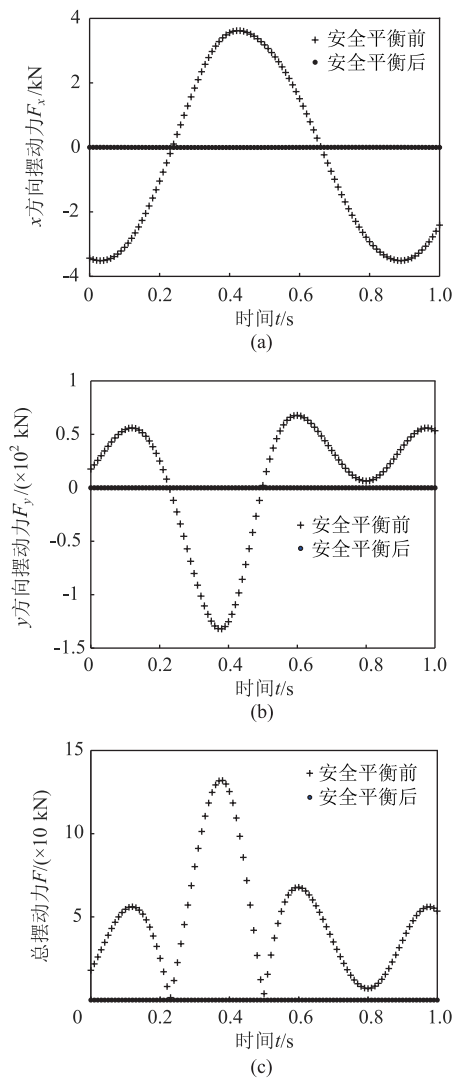


图 6 完全平衡前后的机构总摆动力曲线
(a) x 方向上的总摆动力曲线 (b) y 方向上的总摆动力曲线
(c) 总摆动力曲线

Fig. 6 Total swing force curves of mechanism before and after complete balance

(a) Total swing force curves along x direction
(b) Total swing force curves along y direction
(c) Total swing force curves

优解，能够处理复杂的、非线性问题，具有较好的全局搜索能力。摆动力部分平衡优化问题属于有约束的非线性优化问题，适合采用遗传算法。

4.1 优化的数学模型

4.1.1 目标函数

优化目标是使机构总摆动力均方根达到最小，即：

$$f(t) = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^t F^2 dt} \rightarrow E_{\min} \tag{25}$$

式中： F 为机构总摆动力， $F^2 = F_x^2 + F_y^2$ ； $f(t)$ 为关

于时间 t 的函数，为机构总摆动力的均方根； E_{\min} 为 $f(t)$ 的最小值。

4.1.2 约束条件

由式 (20) ~ 式 (22) 可知，优化结果受树枝构件 1、构件 3、构件 4 配重质量、配重位置的影响，其中，构件 3 为多副构件，其配重位置难以安装，因此，设定机构中构件 1、构件 4 的配重质量以及配重位置参数，作为此次优化设计变量。计算结果表明，构件 1、构件 4 的配重位置参数 q_1^* 、 q_4^* 为 0，可直接将其赋值，因此，不再将其设为变量，即， $[m_1^* \ m_4^* \ p_1^* \ p_4^*]$ 。

根据机构的结构特点，在构件 1 杆长反方向的 1~2 倍距离内附加一配重，其配重的质量在构件 1 质量的 0.6~1.0 倍范围内；在构件 4 杆长反方向的 0.1~0.4 倍距离内附加另一配重，其配重的质量在构件 4 质量的 0.2~0.6 倍范围内，如表 1 所示。

表 1 设计变量满足的约束条件

Table 1 Constraints satisfied by design variables	
参数	数值
m_1^*/kg	605.496~1009.16
m_4^*/kg	55.536~166.608
p_1^*/mm	-286~-143
p_4^*/mm	-192~-48

4.2 优化结果

4.2.1 算法基本参数

利用 MATLAB 遗传算法工具箱进行优化编程，设置种群规模为 40，最大迭代次数为 400，交叉率为 0.8，变异率为 0.2。

4.2.2 设计变量优化结果

优化后各变量取值如表 2 所示。机构完全平衡时所附加配重的质量为表 2 中数值时，相应的配重位置如表 3 所示。机构完全平衡时所附加配重的位置为表 2 所示数值时，相应的配重质量如表 4 所示。

表 2 设计变量的优化值

Table 2 Optimal values of design variables	
参数	数值
m_1^*/kg	605.496
m_4^*/kg	55.536
p_1^*/mm	-143
p_4^*/mm	-125.997

表 3 相同配重质量下完全平衡与部分平衡的配重位置 (mm)

Table 3 Counterweight positions of complete balance and partial balance under same counterweight mass (mm)

配重位置	完全平衡	部分平衡
p_1^*	-141.1492	-143
p_4^*	-62340	-125.997

表 4 相同配重位置下完全平衡与部分平衡配重质量 (kg)

Table 4 Counterweight mass of complete balance and partial balance of at same counterweight position (kg)

配重质量	完全平衡	部分平衡
m_1^*	597.6591	605.496
m_4^*	27478	55.536

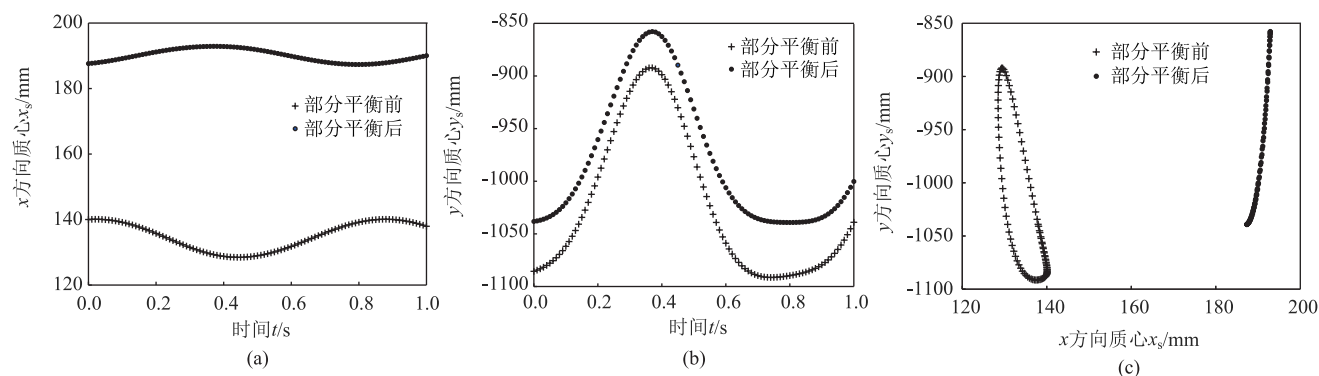


图 7 部分平衡前后的机构总质心曲线

(a) x 方向上的质心曲线 (b) y 方向上的质心曲线 (c) 总质心曲线

Fig. 7 Total center of mass curves for mechanism before and after partial balance

(a) Center of mass curves along x direction (b) Center of mass curves along y direction

(c) Total center of mass curves

表 5 总质心部分平衡优化幅度

Table 5 Optimal amplitude of partial balance for total center of mass

总质心位置		最大值/mm	最小值/mm	极差/mm	$\eta/\%$
x_s	部分平衡前	140.0940	128.4725	11.6215	52.2437
	部分平衡后	192.8946	187.3446	5.5500	
y_s	部分平衡前	-892.1989	-1.0914×10 ³	199.1732	8.9392
	部分平衡后	-857.7956	-1.0392×10 ³	181.3687	

注: η 为机构的总质心波动幅度的优化率, $\eta = \frac{\Delta S'}{\Delta S''}$, 其中, $\Delta S'$ 为部分平衡前总质心曲线的变化幅度, $\Delta S''$ 为部分平衡前后总质心曲线的变化幅度之差。

4.2.3.2 机构摆动力

部分平衡后, 总摆动力波动幅度有所减小, 如图 8 所示。由表 6 可知, 摆动力部分平衡后, x

由表 3 和表 4 可知, 完全平衡或部分平衡时构件 1 所附加的配重参数差别较小, 但完全平衡时构件 4 所附加配重的质量或位置参数是部分平衡时的近 500 倍, 这会造成机构整体尺寸和重量大大增加, 除了难以实现, 还会增加机构的转动惯量以及运动副之间的动压力, 更加剧了轴承的发热和磨损^[15]。因此, 采用部分平衡结果对机构添加配重更合理。

4.2.3 优化效果图

4.2.3.1 总质心轨迹

部分平衡后, 总质心曲线的波动幅度有所减小, 如图 7 所示。由表 5 可知, 总摆动力部分平衡优化效果在 x 方向上更明显, 总质心轨迹面域形状变得窄短, 面积也相对有所减小。

方向的最大摆动力为 3.6199 kN, 部分平衡前为 1.9765 kN, 降低了 45.3990%; 部分平衡后, x 方向的摆动力幅度为 7.1320 kN, 部分平衡前为 3.6022 kN, 降低了 49.4924%; y 方向最大摆动力为 67.798 kN, 部分平衡前为 63.552 kN, 降低了 6.2627%; 部分平衡后, y 方向摆动力幅度为 199.75 kN, 部分平衡前为 194.24 kN, 降低了 2.7584%。数据分析结果表明, 部分平衡优化得到的配重参数在 x 方向上的平衡效果较好。

机构部分平衡优化的配重位置如图 4c 所示, 图中边线为实线的圆形图标表示部分平衡前各构件质心的实际位置, 边线为点画线的圆形图标表示部分平衡后所需添加配重的实际位置, 可以明显看出部分平衡优化的配重位置远小于完全平衡的配重位置, 可以在工程上实现。

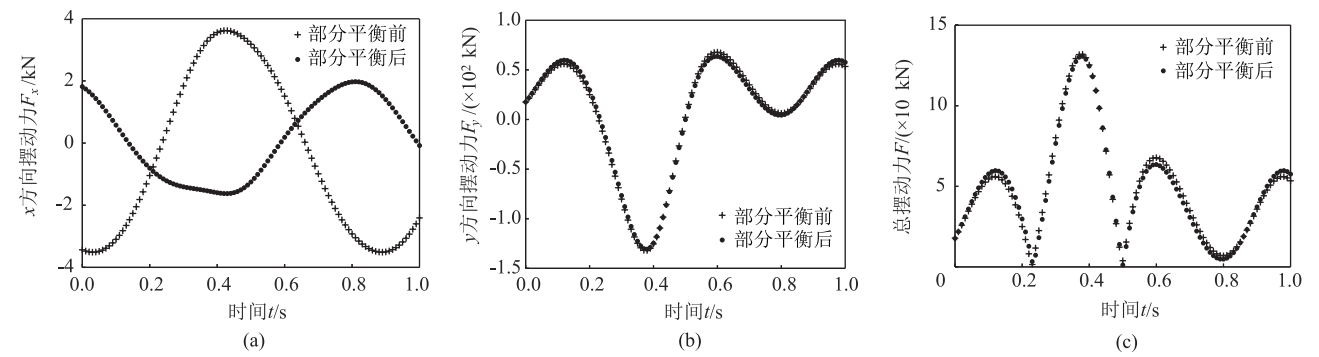


图 8 部分平衡前后的机构总摆动力曲线
(a) x 方向上总摆动力曲线 (b) y 方向上总摆动力曲线 (c) 总摆动力曲线

Fig. 8 Total swing forces curves of mechanism before and after partial balance

(a) Total swing force curves along x direction (b) Total swing force curves along y direction (c) Total swing force curves

表 6 总摆动力部分平衡优化幅度

Table 6 Optimal range of partial balance for total swing force

摆动力		最大值/kN	最小值/kN	极差/kN	$\gamma/\%$
F_x	部分平衡前	3. 6199	-3. 5121	7. 1320	49. 4924
	部分平衡后	1. 9765	-1. 6258	3. 6022	
F_y	部分平衡前	67. 798	-131. 95	199. 75	2. 7584
	部分平衡后	63. 552	-130. 69	194. 24	

注： γ 为机构的总摆动力波动幅度的优化率， $\gamma = \frac{\Delta T''}{\Delta T'}$ ，其中， $\Delta T''$ 为平衡前总摆动力曲线的变化幅度， $\Delta T'$ 为平衡前后总摆动力曲线的变化幅度之差。

5 结论

- (1) 变频压力机的平面六杆机构由 2 个 SKC 构成，满足通路定理，可用配重法进行摆动力平衡分析；同时分析了该机构的自由度 ($DOF=1$) 和耦合度 ($k_1=k_2=0$)，零耦合度的拓扑特性便于得到其符号式位置正解。
- (2) 对该压力机进行了运动性分析：推导出了工作滑块位置正解及各构件角位置；得出了工作滑块行程近似为 300 mm；计算出了工作滑块上下行最大运动速度与加速度大小及对应的曲柄转角位置。
- (3) 确定两个子运动链中的连枝构件，基于有限位置法，对该机构进行摆动力完全平衡分析，计算得到其配重参数，求解过程简单、有利于编程计算。
- (4) 以总摆动力均方根的最小值为优化目标，

得到最佳配重参数，其数值更符合实际要求。

参考文献：

[1] 张倩生, 王焱山. 锻压技术水平及发展趋势 [J]. 中国机械工程, 1996, (3): 6-8.
Zhang Q S, Wang Y S. Technology level and developing trends of forging [J]. China Mechanical Engineering, 1996, (3): 6-8.

[2] 赵升吨, 张学来, 高长宇, 等. 高速压力机惯性力平衡装置及其特性研究 (一) [J]. 锻压装备与制造技术, 2005, (4): 27-30.
Zhao S D, Zhang X L, Gao C Y, et al. Investigation on inertia force balance assembly units and their dynamic characteristics of a high speed press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2005, (4): 27-30.

[3] 赵升吨, 张学来, 高长宇, 等. 高速压力机惯性力平衡装置及其特性研究 (二) [J]. 锻压装备与制造技术, 2005, (5): 18-24.
Zhao S D, Zhang X L, Gao C Y, et al. Investigation on inertia force balance assembly units and their dynamic characteristics of a high speed press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2005, (5): 18-24.

[4] 曾梁彬, 孙宇, 彭斌彬. 基于动态响应的高速压力机综合平衡优化 [J]. 中国机械工程, 2010, 21 (18): 2143-2148.
Zeng L B, Sun Y, Peng B B. Synthetic dynamic balance optimization of high speed punch based on dynamic response [J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21 (18): 2143-2148.

[5] 钱功, 吴青, 楼宇. 基于运动仿真的高速精密压力机平衡系统设计 [J]. 锻压装备与制造技术, 2011, 46 (4): 32-36.
Qian G, Wu Q, Lou Y. Design of counterbalance system for high-speed precision press based on kinematic simulation [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2011, 46 (4): 32-36.

[6] Lu X J, Zhu S H, Kang L, et al. Research on balancing of a

- multi-link high-speed precision press [J]. Key Engineering Materials, 2013, 2531: 567-567.
- [7] 张庆飞, 范巍, 江宝明. 高速曲柄机械压力机动态平衡优化 [J]. 锻压装备与制造技术, 2015, 50 (5): 12-16.
- Zhang Q F, Fan W, Jiang B M. Optimization of dynamic balance for high-speed crank mechanical press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2015, 50 (5): 12-16.
- [8] 孙杨波, 高媛, 钱峰, 等. 高速压力机机构综合平衡优化设计 [J]. 机械设计与制造, 2021, (7): 1-4.
- Sun Y B, Gao Y, Qian F, et al. Optimization design on comprehensive balance of high-speed press mechanism [J]. Machinery Design & Manufacture, 2021, (7): 1-4.
- [9] 王学武, 张青, 郭为忠. 曲柄滑块机构惯性力优化平衡的新方法 [J]. 机械科学与技术, 2006, (6): 687-689.
- Wang X W, Zhang Q, Guo W Z. A new method for inertia force optimization balancing of a slider-crank mechanism [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2006, (6): 687-689.
- [10] 杨廷力. 机械系统基本理论: 结构学, 运动学, 动力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- Yang T L. Basic Theory of Mechanical System: Structure, Kinematics, Dynamics [M]. Beijing: China Machine Press, 1996.
- [11] 杨廷力, 刘安心, 罗玉峰, 等. 机器人机构拓扑结构设计 [M]. 北京: 科学出版社, 2012.
- Yang T L, Liu A X, Luo Y F, et al. Topology Design of Robot Mechanism [M]. Beijing: Science Press, 2012.
- [12] 沈惠平. 机器人机构拓扑特征运动学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2021.
- Shen H P. Topological Characteristics and Kinematics of Robot Mechanism [M]. Beijing: Higher Education Press, 2021.
- [13] 沈惠平, 聂亚彪, 李菊, 等. 基于有限位置法的冲压机构摆动力完全平衡设计 [J]. 农业机械学报, 2021, 52 (4): 384-391.
- Shen H P, Nie Y B, Li J, et al. Complete balance design of pendulum force of stamping mechanism based on finite position method [J]. Journal of Agricultural Machinery, 2021, 52 (4): 384-391.
- [14] 李菊, 聂亚彪, 沈惠平, 等. 空间两回路并联机构的摆动力平衡设计及优化 [J]. 机械设计与研究, 2023, 39 (1): 63-70.
- Li J, Nie Y B, Shen H P, et al. Balance design and optimization of shaking force of spatial two-loop parallel mechanism [J]. Machine Design & Research, 2023, 39 (1): 63-70.
- [15] 王继荣. 曲柄滑块机构惯性力部分平衡的平衡重选取的优化方法 [J]. 青岛化工学院学报, 1997, (3): 60-63.
- Wang J R. Selection of optimal mass-radial product on part balancing of slider-crank mechanism [J]. Journal of Qingdao University of Science and Technology, 1997, (3): 60-63.

欢迎订阅《塑性工程学报》杂志



欢迎关注微信公众号

《塑性工程学报》(Journal of Plasticity Engineering)创刊于1994年,是由中国科学技术协会主管、中国机械工程学会主办的学术刊物。《塑性工程学报》为全国中文核心期刊,被众多知名数据库收录:中文核心期刊要目总览(北大)、中国科学引文数据库(CSCD)来源期刊(核心库)、中国科技期刊引证报告统计源核心期刊、中国科技核心期刊(中国科技论文统计源期刊)、中国学术期刊文摘数据库(核心版,CSAD-C)、中国学术期刊综合评价数据库、美国化学文摘CA、美国剑桥科学文摘材料信息(CSA:MI)、Scopus数据库、日本科学技术振兴机构中国文献数据库等。本刊主要报道与塑性成形领域及其交叉学科相关的前沿性、创新性的基础理论研究及工程技术应用等优秀科研成果。

本刊宗旨:

活跃本专业学术思想,提高本专业学术理论,强化本专业学术交流,为不断提高我国塑性工程基础水平,确立我国塑性工程界在世界科技阵容中的地位而服务。

读者对象:

本刊适用于从事与材料塑性成形理论研究、科研、生产、设计等相关的高校师生、科研人员及专业技术人员阅读。

本刊订阅方式

1. 全国各地邮局均可直接订阅
本刊为月刊,大16开本,每月末出版
邮发代号: 80-353
国际标准刊号: ISSN 1007-2012
国内统一刊号: CN 11-3449/TG
国内定价: 40.00元/册
2. 逾期未定上者,可与编辑部联系订阅
汇款地址: 北京市海淀区学清路18号
收款人: 《塑性工程学报》编辑部
联系人: 薛老师
联系电话/传真: 010-62912592
电子邮箱: sxgxcb@263.net

欢迎投稿,网址: <http://sxgc.cbpt.cnki.net/>