

高速精密压力机多连杆驱动机构的运动学特性

鹿新建^{1,2,3}, 黄辉祥¹, 谭启檐¹, 梅碧舟⁴

(1. 南京工程学院 机械工程学院, 江苏 南京 211167; 2. 南京工程学院 智能制造装备研究院, 江苏 南京 211167;
3. 江苏双赢锻压机床有限公司, 江苏 扬州 225000; 4. 浙江易锻精密机械有限公司, 浙江 宁波 315702)

摘要: 对某型高速精密压力机的多连杆驱动机构进行了简化, 基于杆组法, 使用 Matlab 进行了滑块的位移和速度方程求解, 结果表明: 与相同行程的曲柄滑块机构为工作机构的高速精密压力机相比, 该多连杆驱动机构提前 9° 达到公称力行程位置, 相应的滑块速度降低了 26.4%, 有助于提高冲压精度; 增力系数曲线为不对称形态, 左侧数值小于曲柄滑块机构, 右侧则大于曲柄滑块机构。建立了该机构的误差传递函数并在 Matlab 中进行了编程计算, 结果表明: 曲柄半径、连杆 3 和连杆 5 和坐标 x_{56} 的误差传递函数在上死点和下死点处出现极值, 连杆 3 和坐标 x_{56} 的误差传递函数为正值且几乎一致, 导致滑块位置向上偏移。建立了考虑杆系热变形的、在下死点位置处的误差方程, 为下死点精度的稳定奠定了设计基础。

关键词: 多连杆驱动机构; 高速精密压力机; 增力系数; 下死点; 误差传递函数

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.07.027

中图分类号: TH16; TH11

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2022) 07-0194-06

Kinematics characteristics of multi-link driving mechanism for high speed precision press

Lu Xinjian^{1,2,3}, Huang Huixiang¹, Tan Qiyang¹, Mei Bizhou⁴

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 211167, China;
2. Research Department of Intelligent Manufacturing Equipment, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 211167, China;
3. Jiangsu Shuangying Metal Forming Machine Co., Ltd., Yangzhou 225000, China;
4. Zhejiang Easy Forging Precision Machinery Co., Ltd., Ningbo 315702, China)

Abstract: The multi-link drive mechanism of a high-speed precision press was simplified, and based on rod group method, the displacement and velocity equations of slider were solved by Matlab. The results show that compared with high-speed precision press with crank-slider mechanism of the same stroke as the working mechanism, the multi-link drive mechanism reaches the nominal force stroke position for 9° in advance, and the corresponding slider speed is reduced by 26.4%, which helps to improve the stamping precision. The force-enforcement coefficient curve is asymmetrical, the value on the left is smaller than that of the crank-slider mechanism, and the value on the right is greater than that of the crank-slider mechanism. The error transfer functions of the mechanism are established and calculated in Matlab. The results show that the error transfer functions of crank radius, connecting rod 3, connecting rod 5 and coordinate x_{56} have extreme values at the top dead center and the bottom dead center, and the error transfer functions of connecting rod 3 and coordinate x_{56} are positive and nearly identical, which causes the slider position to shift upwards. Considering the thermal deformation of rod system, the error equation at the bottom dead center is established, which lays a design foundation for the stability of the bottom dead center.

Key words: multi-link drive mechanism; high-speed precision press; force-enforcement coefficient; bottom dead center; error transfer function

下死点精度是高速精密压力机的核心指标^[1], 直接决定着冲压件的成形精度。国内高速精密压力机普遍采用曲柄滑块机构作为工作机构, 其下死点的精度受到静平衡气压、润滑系统油量、环境温度、测试

时间以及转速的影响^[2-6], 运动副间隙以及工作载荷也会下死点的精度产生一定的影响, 但不是主要因素^[7-8]。热变形引起的误差约占总误差的 40% ~ 70%^[9], 曲柄滑块机构中的构件在热影响下, 将会导致构件的伸长, 并导致下死点向下偏移, 给控制下死点精度带来了一定困难。而多连杆驱动机构应用在高速精密压力机中, 可以显著地降低冲压过程中的速度以及惯性力^[10-11], 有助于下死点精度的稳定。

收稿日期: 2021-06-22; 修订日期: 2021-09-19

作者简介: 鹿新建 (1978-), 男, 博士, 副教授

E-mail: 50547481@qq.com

控制高速精密压力机的下死点精度常用的方法为: 控制热变形 (温度控制或变形控制)^[12-13]、降低冲压时的速度 (通过多连杆驱动机构或变速运动实现) 以及动态补偿^[14]。本文对某型多连杆压力机的运动学及误差传递函数进行分析, 探求实现下死点精度自动稳定的条件 (杆系零件的热变形控制)。

1 多连杆驱动机构

某 600 kN 多连杆式高速精密压力机的驱动机构简图如图 1 所示。其中 P 为各部件的铰接点, ω 为双偏心杆 2 的角速度。为了实现杆系惯性力的平衡, 机构为左右对称机构。该机构是由水平布置的对称曲柄滑块机构并联上下对称的摆杆滑块机构组成。其运动方式为: 双偏心杆 2 旋转通过连杆 3 及 3' 驱动曲柄滑块机构中的滑块 4 及 4' 水平方向对称移动, 滑块 4 及 4' 通过下连杆 5 及 5' 驱动冲压滑块 6 实现上下往复运动, 通过上连杆 7 及 7' 带动平衡滑块 8 实现下上的反向运动, 以此平衡冲压滑块 6 产生的惯性力。

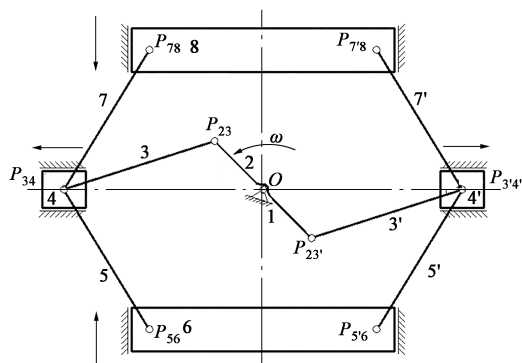


图1 多连杆驱动机构简图

1. 曲轴 2. 双偏心杆 3、3'. 连杆 4、4'. 滑块 5、5'. 下连杆
6. 冲压滑块 7、7'. 上连杆 8. 平衡滑块

Fig. 1 Schematic diagram of multi-link driving mechanism

由于上部的摆杆滑块机构为平衡装置, 且其由热变形引起的精度误差不会对冲压造成影响, 因此可以忽略, 为便于对该机构进行分析, 取其对称部分进行分析, 如图 2 所示, 并建立坐标系 xoy 。

2 运动学方程

为了研究该机构的运动学特性, 采用杆组法进行分析, 杆组是从机构的机架和原动件上拆分后得到的自由度为零的运动链^[15]。利用矢量式及其在直角坐标轴上的投影表示杆组构件上各点的位移, 将位置方程对时间求一阶导数, 得到杆组构件上各铰接点的速度^[16]。将图 2 所示的机构拆分为图 3 所示

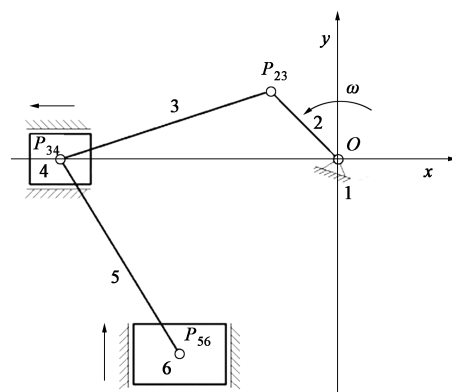


图2 简化的多连杆驱动机构

Fig. 2 Simplified multi-link driving mechanism

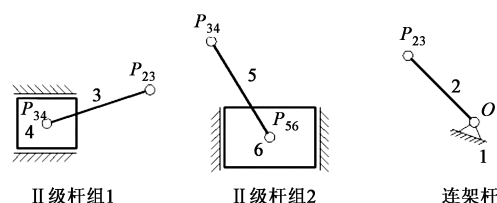


图3 连架杆及II级杆组示意图

Fig. 3 Schematic diagram of side link and II grade rod groups

的 1 个连架杆 (原动件) 和 2 个 II 级杆组。分别计算各铰接点处的位移和速度。

2.1 连架杆

连架杆如图 4 所示, 设双偏心杆 2 的半径为 r , 转角为 φ , 双偏心杆 2 与连杆 3 铰接点 P_{23} 的横坐标和纵坐标分别为 x_{23} 和 y_{23} , 位移为:

$$\begin{cases} x_{23} = r \cos \varphi \\ y_{23} = r \sin \varphi \end{cases} \quad (1)$$

将式 (1) 对时间求一次导数, 得到铰接点 P_{23} 的速度为:

$$\begin{cases} \dot{x}_{23} = -\omega r \sin \varphi \\ \dot{y}_{23} = \omega r \cos \varphi \end{cases} \quad (2)$$

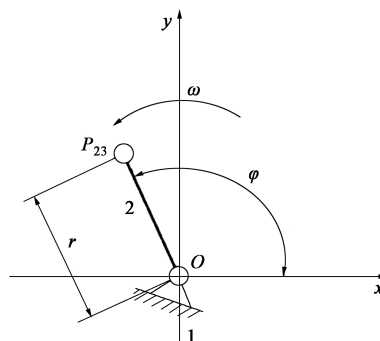


图4 连架杆示意图

Fig. 4 Schematic diagram of side link

2.2 II 级杆组 1

II 级杆组 1 如图 5 所示, 设连杆 3 的长度为 l_3 、铰接点 P_{34} 的横坐标和纵坐标分别为 x_{34} 和 0, 其位移方程为:

$$\begin{cases} x_{34} = x_{23} - l_3 \cos \varphi_3 \\ 0 = y_{23} + l_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (3)$$

求得:

$$\varphi_3 = 2\pi \pm 2\arctg \frac{1 \pm \sqrt{1-A^2}}{A} \quad (4)$$

$$\dot{\varphi}_3 = \frac{-\dot{y}_{23}}{l_3 \cos \varphi_3} \quad (5)$$

$$\dot{x}_{34} = \dot{x}_{23} - l_3 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 \quad (6)$$

式中: $A = -\frac{y_{23}}{l_3}$; φ_3 为连杆 3 转角。

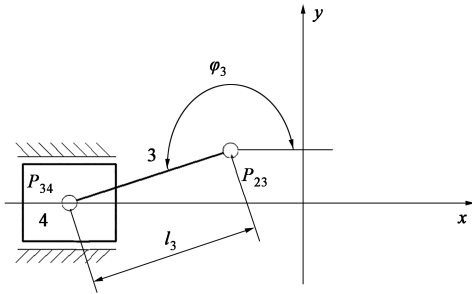


图 5 II 级杆组 1 示意图

Fig. 5 Schematic diagram of II grade rod group 1

2.3 II 级杆组 2

II 级杆组 2 如图 6 所示。设下连杆 5 的长度为 l_5 、铰接点 P_{56} 的横坐标和纵坐标分别为 x_{56} 和 y_{56} ，其中横坐标 x_{56} 为定值。位移方程为:

$$\begin{cases} x_{56} = x_{34} + l_5 \cos \varphi_5 \\ y_{56} = 0 + l_5 \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (7)$$

求得:

$$\varphi_5 = 2\pi \pm 2\arctg \sqrt{\frac{1-B}{1+B}} \quad (8)$$

$$\dot{\varphi}_5 = \frac{\dot{x}_{34}}{l_5 \sin \varphi_5} \quad (9)$$

$$\dot{y}_{56} = l_5 \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5 \quad (10)$$

式中: $B = \frac{x_{56} - x_{34}}{l_5}$; φ_5 为连杆 5 转角。

3 位移、速度和增力系数曲线

该 600 kN 多连杆式高速精密压力机的多连杆驱

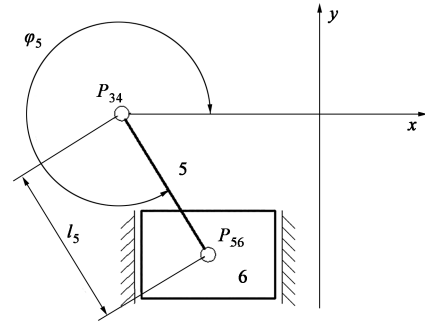


图 6 II 级杆组 2 示意图

Fig. 6 Schematic diagram of II grade rod group 2

动机构的设计参数如表 1 所示。

表 1 多连杆驱动机构设计参数 (mm)
Table 1 Design parameters for multi-link driving mechanism (mm)

参数	r	l_3	l_5	x_{56}
数值	35.6	393	215	-300

在 Matlab 软件中编写程序, 计算过程中合理选取式 (4) 和式 (8) 中的“ \pm ”, 保证计算角度的连续。计算速度为每分钟 600 次, 曲柄的起始角度为 180° 并调整 y 坐标, 对应冲压滑块 6 位于上死点位置, 得到的冲压滑块位移曲线如图 7 所示, 得到的冲压滑块速度曲线如图 8 所示。

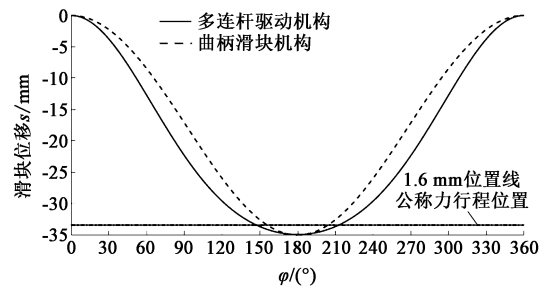


图 7 滑块位移曲线

Fig. 7 Slider displacement curves

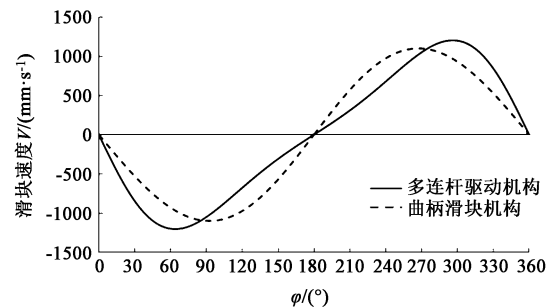


图 8 滑块速度曲线

Fig. 8 Slider velocity curves

与曲柄滑块机构相比,该多连杆能够到达公称力行程位置(1.6 mm处),对应的角度大约为148°,曲柄滑块机构则为157°,对应的冲压滑块速度分别为342.96和465.43 mm·s⁻¹,多连杆驱动机构在公称力行程处的速度降低了26.4%。

不考虑系统的摩擦损失,根据功能守恒原理,对于冲压机构,可以建立如下方程式^[17]:

$$Md\alpha = Pds + d(E + V) \quad (11)$$

式中: M 为施加在曲柄处的扭矩; P 为滑块的输出力; $d\alpha$ 为曲柄的角度增量; ds 为滑块的位移增量; $d(E+V)$ 为机构的动能和势能增量。

由于本文研究涉及驱动系统的具体结构形态,因此不考虑系统动能和势能的影响,式(11)可以进一步转化为:

$$M = P \frac{ds}{d\alpha} = P \frac{\dot{y}_{56}}{\omega} \quad (12)$$

式中: $\frac{ds}{d\alpha}$ 为滑块的速度^[18]。

将式(12)进一步变换,可得到:

$$P = M \frac{d\alpha}{ds} = M \frac{\omega}{\dot{y}_{56}} \quad (13)$$

式中: $\frac{d\alpha}{ds}$ 体现了机构将输入扭矩转化为冲压力的能力,将其定义为增力系数。

由于两端的速度(上死点和下死点)为零,且输出力发生在下死点之前,为了保证计算数据有意义,仅研究5°~175°之间的增力系数,同时将速度变为正数。曲柄滑块机构和多连杆驱动机构的增力系数曲线如图9所示。

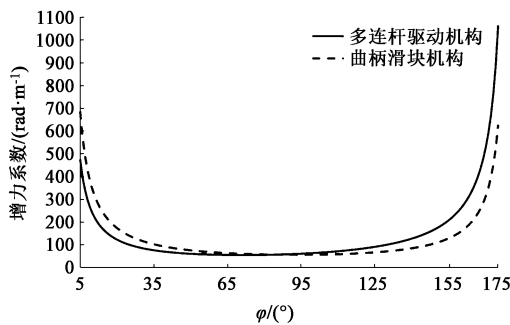


图9 增力系数曲线

Fig. 9 Force-enforcement coefficient curves

从图9中可以看出,由于机构存在两个死点位置,因此,增力系数很大,将趋向于无限大。对于曲柄滑块机构,增力系数曲线为对称结构,而多连杆驱动机构为非对称结构,在曲线的左侧曲柄滑块机构的增力系数大于多连杆驱动机构,而在曲线的

右侧,多连杆驱动机构的增力系数则显著大于曲柄滑块机构,在公称力行程处,多连杆驱动机构和曲柄滑块机构的增力系数分别为157.3和135.0。

4 误差传递函数

机构中,运动副存在的间隙会影响机构的运动精度,速度及载荷的变化体现在下死点位置发生显著变动。对于冲压加工而言,均在恒速或者很小的速度波动范围内进行,运动副间隙的存在仅仅会导致下死点在一定范围内稳定波动。下死点的显著波动则是由温度变化而引起的。因此,有必要研究因温度变化而引起的下死点变动,即机构的动态误差。

计算机构误差的方法主要有微分法、复数矢量法、矩阵法、转换机构法、作用线增量法、环路增量法、误差矢量合成图解法、三角形法^[19]。上述各种方法均需要大量的数学运算,对于微分法,其计算公式为:

$$ds = \frac{\partial s}{\partial r} dr + \frac{\partial s}{\partial l_3} d(l_3) + \frac{\partial s}{\partial l_5} d(l_5) + \frac{\partial s}{\partial x_{56}} d(x_{56}) \quad (14)$$

$$s = s(r, l_3, l_5, x_{56}) \quad (15)$$

式中: dr 为曲柄半径的变动量; $d(l_3)$ 为连杆长度 l_3 的变动量; $d(l_5)$ 为连杆长度 l_5 的变动量; $d(x_{56})$ 为位置坐标 x_{56} 的变动量; $\frac{\partial s}{\partial r}$ 、 $\frac{\partial s}{\partial l_3}$ 、 $\frac{\partial s}{\partial l_5}$ 、 $\frac{\partial s}{\partial x_{56}}$ 为误差传递函数。

为求解方便, φ_3 和 φ_5 分别用式(16)与式(17)表示:

$$\varphi_3 = k\pi + (-1)^k \sin^{-1} A \quad (16)$$

$$\varphi_5 = 2k\pi \pm \cos^{-1} B \quad (17)$$

式中: k 为系数,取-1、0或1。

式(16)与式(17)中的“±”根据之前的计算结果进行判别。各误差传递函数如下:

$$\frac{\partial s}{\partial r} = l_5 \cos \varphi_5 \cdot \frac{\partial \varphi_5}{\partial r} \quad (18)$$

$$\text{式中: } \frac{\partial \varphi_5}{\partial r} = \frac{1}{\sqrt{1-B^2}} \cdot \frac{\partial B}{\partial r}; \frac{\partial B}{\partial r} = -\frac{1}{l_5} (\cos \varphi + l_3 \sin \varphi_3 \cdot \frac{\partial \varphi_3}{\partial r}); \frac{\partial \varphi_3}{\partial r} = \frac{-\sin \varphi}{l_3 \sqrt{1-A^2}}.$$

$$\frac{\partial s}{\partial l_3} = l_5 \cos \varphi_5 \cdot \frac{\partial \varphi_5}{\partial l_3} \quad (19)$$

$$\text{式中: } \frac{\partial \varphi_5}{\partial l_3} = \frac{1}{\sqrt{1-B^2}} \cdot \frac{\partial B}{\partial l_3}; \frac{\partial B}{\partial l_3} = \frac{1}{l_5} (\cos \varphi_3 - \sin \varphi_3 \cdot \frac{\partial \varphi_3}{\partial l_3});$$

$$\frac{\partial \varphi_3}{\partial l_3} = \frac{-y_{23}}{l_3^2 \sqrt{1-A^2}} \circ$$

$$\frac{\partial s}{\partial l_5} = \sin \varphi_5 + l_5 \cos \varphi_5 \cdot \frac{\partial \varphi_5}{\partial l_5} \quad (20)$$

式中: $\frac{\partial \varphi_5}{\partial l_5} = \sqrt{\frac{1}{1-B^2}} \cdot \frac{x_{56}-x_{34}}{l_5^2} \circ$

$$\frac{\partial s}{\partial x_{56}} = l_5 \cos \varphi_5 \cdot \frac{\partial \varphi_5}{\partial x_{56}} \quad (21)$$

式中: $\frac{\partial \varphi_5}{\partial x_{56}} = \frac{1}{l_5} \sqrt{\frac{1}{1-B^2}} \circ$

5 下死点精度分析

在 Matlab 中编写计算程序, 并将坐标进行平移, 使得 0° 对应冲压滑块 6 的上死点位置, 得到的 $\frac{\partial s}{\partial l_3}$ 、 $\frac{\partial s}{\partial x_{56}}$ 的曲线如图 10 所示, $\frac{\partial s}{\partial r}$ 、 $\frac{\partial s}{\partial l_5}$ 的曲线如图 11 所示。其中的“-”表示误差导致滑块的位置向下偏移, “+”表示滑块的位置向上偏移。

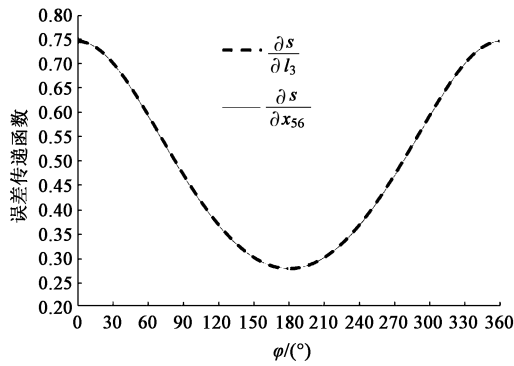


图 10 误差传递函数曲线 (l_3 、 x_{56})

Fig. 10 Error transfer function curves (l_3 、 x_{56})

可见, 在滑块往复运动过程中, 各杆的误差传递函数在上死点和下死点达到了极值。连杆 3 的长度变化以及 x_{56} 的位置改变将导致滑块位置向上偏移, 且两条曲线几乎重合, 误差传递函数在上死点处达到了最大值 0.746, 在下死点处达到了 0.277。连杆 5 的长度变化将导致滑块位置向下偏移, 误差传递函数在上死点处达到了极大值 -0.355, 在下死点处达到了 -0.890。半径的长度变化将导致滑块位置向上和向下偏移, 滑块位置向上偏移的角度范围为 $0^\circ \sim 96^\circ$ 和 $266^\circ \sim 360^\circ$, $97^\circ \sim 265^\circ$ 则为滑块位置向下偏移的角度范围。在上死点处的误差传递函数为 0.746, 下死点的误差传递函数处为 -0.277。

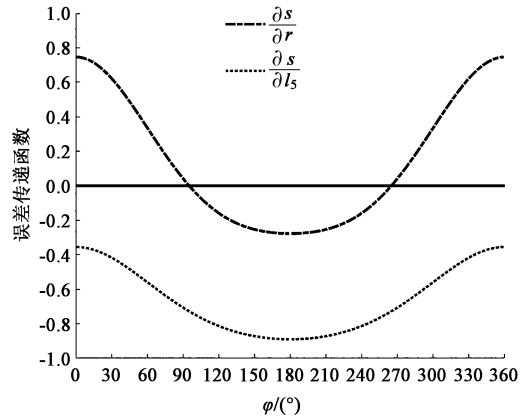


图 11 误差传递函数曲线 (r 、 l_5)

Fig. 10 Error transfer function curves (r 、 l_5)

对于式 (14), 在下死点处达到位置稳定所需达到的条件为:

$$ds = -0.277dr + 0.277d(l_3) - 0.890d(l_5) + 0.277d(x_{56}) = 0 \quad (22)$$

仅考虑热变形的影响, 不考虑 x_{56} 的方向性, 可得:

$$0 = -9.861\alpha_r \Delta t_r + 108.861\alpha_{l_3} \Delta t_{l_3} - 191.350\alpha_{l_5} \Delta t_{l_5} + 83.1\alpha_j \Delta t_j \quad (23)$$

式中: α_r 、 α_{l_3} 、 α_{l_5} 和 α_j 分别为双偏心杆 2、连杆 3、连杆 5 和坐标 x_{56} 相应机架的线膨胀系数; Δt_r 、 Δt_{l_3} 、 Δt_{l_5} 和 Δt_j 为对应的温度变化。

在本设计中, 曲柄材质为 35CrMo 钢, 连杆 3 和连杆 5 的材质均为 45 钢, 机架采用的材料为 HT300 灰铸铁, 考虑到设备的运行温度一般不超过 70°C , 相应的线膨胀系数取为 11.20×10^{-6} 、 11.2×10^{-6} 、 11.4×10^{-6} 和 $9.9 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ [20]。将系数代入式 (23) 并整理得:

$$1241.02\Delta t_{l_3} + 822.69\Delta t_j = 110.44\Delta t_r + 2181.40\Delta t_{l_5} \quad (24)$$

6 结论

(1) 基于杆组法建立了某型高速精密压力机多连杆驱动系统的运动学方程, 在 Matlab 软件中进行计算分析, 与曲柄滑块机构进行了对比, 表明该机构可以提前 9° 达到公称力行程位置, 相应的滑块冲压速度降低 26.4%。

(2) 该多连杆驱动机构的增力系数曲线为不对称形态, 在上死点和下死点处均达到极值, 靠近下死点处的数值显著大于靠近上死点处数值; 与曲柄滑块机构的增力系数曲线相比, 左侧的增力系数小于曲柄滑块机构, 右侧增力系数则大于曲柄滑块机构。

(3) 建立了曲柄半径、连杆 3、连杆 5 和位置坐标 x_{56} 的误差传递函数, 在 Matlab 软件中进行计算, 表明在上死点和下死点均出现极值。其中连杆 3 和坐标 x_{56} 的误差传递函数恒为正值, 且几乎一致, 将导致下死点向上偏移。

(4) 考虑曲柄半径、连杆 3 和连杆 5 和机架的热变形, 建立了在下死点处的精度稳定方程, 通过合理控制油温, 可以实现下死点精度的自动稳定。

参考文献:

- [1] 范宏才. 现代锻压机械 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
Fan H C. Modern Forming Machinery [M]. Beijing: China Machine Press, 1994.
- [2] 杨莉, 张思颖, 秦泗吉. 压力机平衡力对转动副间隙的影响 [J]. 锻压技术, 2020, 45 (9): 155-161.
Yang L, Zhang S Y, Qin S J. Influence of balance force for press on clearance of revolute pair [J]. Forging & Stamping Technology, 2020, 45 (9): 155-161.
- [3] 胡建国, 孙友松, 章争荣, 等. 机械压力机传动方案设计的发展历程 [J]. 锻压技术, 2020, 45 (5): 159-166.
Hu J G, Sun Y S, Zhang Z R, et al. Development history of transmission plan design in mechanical press [J]. Forging & Stamping Technology, 2020, 45 (5): 159-166.
- [4] 张传锦, 李岸然, 李海明, 等. 伺服压力机位置/压力自动补偿精确运动控制研究 [J]. 锻压技术, 2021, 46 (1): 126-130.
Zhang C J, Li A R, Li H M, et al. Study on precise motion control of automatic position and pressure compensation for servo press [J]. Forging & Stamping Technology, 2021, 46 (1): 126-130.
- [5] 柯尊芒, 鹿新建, 闵建成. 基于灰色关联度的高速压力机下死点影响因素分析 [J]. 锻压装备与制造技术, 2009, 44 (6): 38-40.
Ke Z M, Lu X H, Min J C. Study on factors of bottom dead center (B. D. C) based on pessimistic interrelatedness [J], China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2009, 44 (6): 38-40.
- [6] 贾方, 王磊. 含间隙高速压力机机构的动态误差传递规律研究 [J]. 机械设计, 2009, 26 (7): 32-34.
Jia F, Wang L. Research on dynamic error of high speed forcing press with clearance [J]. Journal of Machine Design, 2009, 26 (7): 32-34.
- [7] 郑恩来, 张航, 朱跃, 等. 含间隙超精密压力机柔性多连杆机构动力学建模与仿真 [J]. 农业机械学报, 2017, 48 (1): 375-385.
Zheng E L, Zhang H, Zhu Y, et al. Dynamic modeling and simulation of flexible multi-link mechanism including joints with clearance for ultra-precision press [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48 (1): 375-385.
- [8] 胡峰峰, 王尚斌, 孙宇, 等. 运动副间隙对多连杆压力机下死点精度的影响 [J]. 机械科学与技术, 2014, (9): 1304-1308.
Hu F F, Wang S B, Sun Y, et al. Effect of the joints clearance on the precision of bottom dead center for multi-rod mechanical press [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, (9): 1304-1308.
- [9] Creighton E, Honegger A, Tulsian A, et al. Analysis of thermal errors in a high-speed micro-milling spindle [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010, 50 (4): 386-393.
- [10] 鹿新建. 高速精密压力机多连杆驱动机构研究 [D]. 南京: 南京农业大学, 2012.
Lu X J. Research on Multi-link Drive Mechanism of a High-speed Precision Press [D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2012.
- [11] 何灿煜. 多连杆高速压力机运动学特定分析 [J]. 锻压装备与制造技术, 2013, 48 (5): 19-21.
He C K. Kinematic characteristics analysis of multi-link high-speed press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2013, 48 (5): 19-21.
- [12] 王彪. 高速精密压力机的关键技术问题及其解决措施 [J]. 锻压装备与制造技术, 1992, 27 (5): 51-54.
Wang B. The key technical problems and its' solutions for high-speed precision presses [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 1992, 27 (5): 51-54.
- [13] 吴斌, 宋佳娜, 杨飞. 超高速冲压滑动夹持成形工位的改善 [J]. 锻压技术, 2020, 45 (2): 153-158.
Wu B, Song J N, Yang F. Improvement of ultra-high-speed stamping sliding clamping forming station [J]. Forging & Stamping Technology, 2020, 45 (2): 153-158.
- [14] 温庆普. BRUDERER 高速冲压技术的优势 [A]. 第四届中国国际金属成形会议论文集 [C]. 北京: 中国锻压协会, 2008.
Wen Q P. The advantages of BRUDERER's high speed stamping technology [A]. Proceedings of the 4th China International Metal Forming Conference [C]. Beijing: China Forging Association, 2008.
- [15] 孙亮波. 基于杆组法的机构型综合与运动学分析系统研究 [D]. 武汉: 武汉科技大学, 2012.
Sun L B. Research on Mechanism Model Synthesis and Kinematics Analysis System based on Assur Group [D]. Wuhan: Wuhan University of Science and Technology, 2012.
- [16] 鹿新建, 朱思洪, 何光军, 等. 多连杆高速压力机运动学分析 [J]. 中国机械工程, 2011, 22 (11): 1297-1301.
Lu X J, Zhu S H, He G J, et al. Kinematic analysis of multi-link high-speed presses [J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22 (11): 1297-1301.
- [17] 鹿新建, 朱思洪, 何光军, 等. 高速精密压力机理想驱动扭矩研究 [J]. 机械设计, 2011, 28 (9): 38-41.
Lu X J, Zhu S H, He G J, et al. Research on ideal driving torque of high-speed precision press [J]. Journal of Machine Design, 2011, 28 (9): 38-41.
- [18] 夏萼辉, 刘世雄, 杜忠权, 译. 锻造冲压曲柄压力机 [M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1988.
Xia E H, Liu S X, Du Z Q, Translated. Forging and Stamping Crank Press [M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Literature Press, 1988.
- [19] 石则昌, 刘深厚. 机构精确度 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1995.
Shi Z C, Liu S H. Mechanical Mechanism Accuracy [M]. Beijing: Higher Education Press, 1995.
- [20] 周康年, 丁为联. 中国机械设计大典 (第二卷) [M]. 南昌: 江西科学技术出版社, 2002.
Zhou K N, Ding W L. China Mechanical Design Canon (Volume II) [M]. Nanchang: Jiangxi Science & Technology Press, 2002.