

伺服机械压力机传动系统的优化分析

方雅,郭君扬

(河南工业职业技术学院,河南 南阳 473000)

摘要:合适的压力机工作机构可以改善滑块运动性能,提高工作机构增力比,降低电动机容量,提高伺服压力机性能,降低成本。以增力比较大的肘杆机构为对象,分析了曲柄滑块、普通直线连杆-等长肘杆和三角连杆-不等长肘杆3种机构的工作特性,建立其运动学模型。以4 000 kN 伺服压力机为例,采用 MATLAB 进行了运动学-动力学仿真分析。分析结果表明,三角连杆-不等长肘杆具有更好的动力学和运动学特性:在同等公称压力条件下,三角连杆机构所需曲柄转矩比曲柄连杆机构减少了88.7%,比直线连杆-等长肘杆的输入转矩减少了70.6%。

关键词:伺服压力机;增力比;运动学;公称压力

中图分类号:TP391.9 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2019)04-0065-04

Optimality Analysis of Servo Mechanical Press Drive System

FANG Ya, GUO Junyang

(Henan Polytechnic Institute, Nanyang 473000, China)

Abstract: The working mechanism suitable for press can be used to improve the kinetic characteristics of the slide and the ratio of the mechanism gains and reduce the motor capacity, thus improving the performance of the press and reducing the cost. This paper takes the knuckle mechanisms with the ratio of big gains as object, then analyzes the working properties of strait crank block, link-knuckle and triangle link-knuckle mechanisms and builds their mathematic models. Taking 4000 kN servo presses as example, the numerical simulations are conducted. The simulation results show that the triangle link-knuckle mechanism has better kinetic-dynamic characteristics. In comparison with common strait crank block mechanism, the required torque is reduced by 88.7%; in comparison with common strait link-knuckle mechanism, the required torque is reduced by 70.6%.

Keywords: servo press; ratio of gains; kinematics; nominal pressure

0 引言

锻压装备是装备制造业的重要组成部分,锻压装备水平的高低是衡量一个国家装备制造业水平的重要指标之一。在锻压机械中,以曲柄压力机居多,占一半以上。曲柄压力机可用来进行冲压、模锻等工艺,广泛用于汽车、电器机械、电子信息、仪器仪表、国防工业以及日用品等生产部门。

随着汽车工业的迅速发展以及相关新材料、新工艺、计算机技术和自动化技术的发展,曲柄压力机必须在结构、功能和控制方式等方面朝着自动化、大型化、高速化和节能环保方向发展。为了降低成本,要求以尽可能小的电动机驱动尽可能大的负载。伺服电机的转速具有良好的可控性,可用来驱动冲压机构,以便于独立控制滑块的位置和速度,这样可以通过一种运动机构实现多种工艺。伺服压力机不但保留了机械压力机生产率高、操作简单的优点,而且可进一步简化压力机结构,克服存在的主要缺点,滑块特性可变,速度、力量可控,大大提高了压力机的性能、可靠性和智能化水平,降低能耗,减轻质量,实现可持

续发展^[1]。

1 机械压力机传动机构的运动学分析

伺服机械压力机常采用的传动机构有齿轮副、螺旋副、曲柄滑块机构、肘杆、多连杆机构等,将这些传动机构进行组合,实现增力比功能的优化设计,可大幅降低大吨位伺服机械压力机的成本。最常用的传动机构有下列几种^[2]:

1) 直线电动机直接驱动滑块机构如图1所示。此机构滑块做直线运动,无齿轮、同步带轮等减速机构,无曲柄连杆、螺旋副等运动形式转换机构,无肘杆、多连杆等增力机构,实现所谓“零传动”,具有结构简单、柔性加工、精确定位、高效生产、节能环保等优点。但由于受直线电动机功率和成本的限制,压力机的吨位很小,只有几十千牛顿,一般应用于微小型压力机。

2) 曲柄连杆机构如图2所示。伺服电动机经一级齿轮减速后直接驱动曲柄滑块机构,取消了飞轮、离合器与制动器,并缩小了齿轮,是伺服机械压力机前期产品常选

方案。由于减速比不够大、无增力结构,该方案对伺服电动机容量要求较高,因而吨位不能大,一般不超过 2 500 kN。

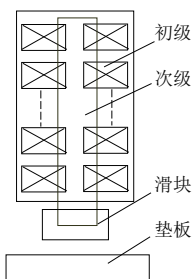


图1 直接驱动机构

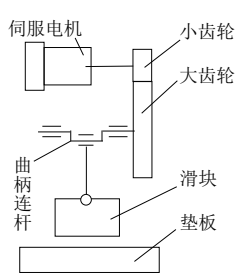


图2 曲柄连杆机构

3) 等长肘杆机构如图3所示。该机构在滑块的死点附近具有低速运动特性,可以满足金属材料最大拉伸速度的限制要求,且滑块上下行速度曲线不对称,具有一定的急回特性,可以更好地适应“快—慢—快”的成形工艺运动要求。该方案一般用于吨位较大的双点伺服机械压力机。

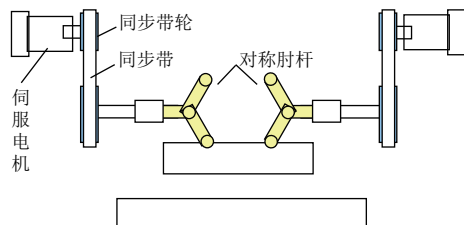


图3 等长肘杆机构

4) 三角连杆-肘杆式机构如图4所示。此传动系统采用三角肘杆式机构,与传统的曲柄连杆式机构相比,传动更加复杂,但由于有增力机构,具有更优的增力特性,因而降低了伺服电机的容量和成本,是对传统运动方式的改进。该方案在单点压力机上具有良好的发展前景^[3]。

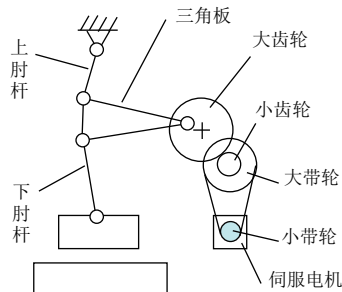


图4 三角连杆-肘杆式机构

另外,对各种传动机构进行串联式或并联式组合设计,也可以降低伺服电机所需的转矩和容量,进而降低设备的成本。它将具有普通曲柄压力机结构简单、运行可靠、生产率高的优点,并克服了普通曲柄压力机的能耗大、效率低、动作单一、无柔性等缺点。但是,目前传动机构组合设计的效率很低,没有形成规范的设计方法,因此,需要借助高效的 CAD 软件和动力学分析软件,研究复杂组合机构参数优化的优化算法,探索适合于伺服机械压力机的现代机构创新设计方法。

2 三角连杆-肘杆机构运动学分析及数学模型的建立

图5为伺服驱动肘杆式压力机机构运动简图,曲柄长 $AB=l_2$, 上肘杆长 $CD=l_3$, 下肘杆长 $EF=l_6$ 。由于伺服电机具有输出转速、力矩可控的特点,其滑块的运动曲线任意可控,整个机构的运动参数为时间和曲柄转角的函数。根据工艺过程的具体要求,预先设定曲柄的角位移 $\varphi_2(t)$ 、角速度 $\omega_2(t)$ 、角加速度 $\varepsilon_2(t)$,通过曲柄肘杆滑块机构的运动关系,即可获得滑块的位移 $S_F(t)$ 、速度 $V_F(t)$ 、加速度 $a_F(t)$ ^[4]。

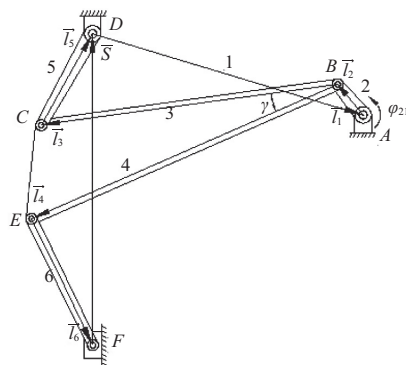


图5 三角连杆-肘杆机构简图

已知 $\varphi_2(t)$ 、 $\omega_2(t)$ 、 $\varepsilon_2(t)$,依照封闭矢量法则,有:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_3 + \vec{l}_5 = 0 \quad (1)$$

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_4 + \vec{l}_6 + \vec{S} = 0 \quad (2)$$

$$\text{用复数形式表示为 } l_1 e^{i\varphi_1} + l_2 e^{i\varphi_2} + l_3 e^{i\varphi_3} + l_5 e^{i\varphi_5} = 0 \quad (3)$$

$$l_1 e^{i\varphi_1} + l_2 e^{i\varphi_2} + l_4 e^{i\varphi_4} + l_6 e^{i\varphi_6} + S e^{i\varphi_s} = 0 \quad (4)$$

由欧拉公式展开分别得实部方程和虚部方程:

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_5 \cos \varphi_5 = 0 \quad (5)$$

$$l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_5 \sin \varphi_5 = 0 \quad (6)$$

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_4 \cos(\varphi_3 + \gamma) + l_6 \cos \varphi_6 + S \cos \varphi_s = 0 \quad (7)$$

$$l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_4 \sin(\varphi_3 + \gamma) + l_6 \sin \varphi_6 + S \sin \varphi_s = 0 \quad (8)$$

式中所有的角度都是以 x 轴正向为起点,逆时针旋转到各杆的角度,其中 φ_1 为恒定值, $\varphi_4 = \varphi_3 + \gamma$, $\varphi_s = \pi/2$ 。

式(5)-式(8)对时间 t 求导可得:

$$-l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - l_3 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 - l_5 \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5 = 0 \quad (9)$$

$$l_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + l_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 + l_5 \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5 = 0 \quad (10)$$

$$-l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - l_4 \sin(\varphi_3 + \gamma) \dot{\varphi}_3 - l_6 \sin \varphi_6 \dot{\varphi}_6 = 0 \quad (11)$$

$$l_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + l_4 \cos(\varphi_3 + \gamma) \dot{\varphi}_3 + l_6 \cos \varphi_6 \dot{\varphi}_6 + \dot{S} = 0 \quad (12)$$

对式(9)-式(12)再次求导整理得:

$$-l_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 - l_2 \sin \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - l_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 - l_3 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 - l_5 \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2 - l_5 \sin \varphi_5 \ddot{\varphi}_5 = 0 \quad (13)$$

$$-l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 + l_2 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - l_3 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 + l_3 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 - l_5 \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2 + l_5 \cos \varphi_5 \ddot{\varphi}_5 = 0 \quad (14)$$

$$-l_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 - l_2 \sin \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 - l_4 \cos(\varphi_3 + \gamma) \dot{\varphi}_3^2 - l_4 \sin(\varphi_3 + \gamma) \ddot{\varphi}_3 - l_6 \cos \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_6 \sin \varphi_6 \ddot{\varphi}_6 = 0 \quad (15)$$

$$-l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 + l_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - l_4 \sin(\varphi_3 + \gamma) \dot{\varphi}_3^2 +$$

$$l_4 \cos(\varphi_3 + \gamma) \dot{\varphi}_3 - l_6 \sin \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 + l_6 \cos \varphi_6 \dot{\varphi}_6 + \dot{S} = 0 \quad (16)$$

把式(13)~式(16)合并成矩阵整理得运动学的数学模型:

$$\begin{bmatrix} -l_3 \sin \varphi_3 & -l_5 \sin \varphi_5 & 0 & 0 \\ l_3 \cos \varphi_3 & l_5 \cos \varphi_5 & 0 & 0 \\ -l_4 \sin(\varphi_3 + \gamma) & 0 & -l_6 \sin \varphi_6 & 0 \\ l_4 \cos(\varphi_3 + \gamma) & 0 & l_6 \cos \varphi_6 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_3 \\ \dot{\varphi}_5 \\ \dot{\varphi}_6 \\ \dot{S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 + l_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + l_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 + l_5 \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2 \\ -l_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 + l_3 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 + l_5 \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2 \\ l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + l_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 + l_4 \cos(\varphi_3 + \gamma) \dot{\varphi}_3^2 + l_6 \cos \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 \\ -l_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 + l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 + l_4 \sin(\varphi_3 + \gamma) \dot{\varphi}_3^2 + l_6 \sin \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 \end{bmatrix} \quad (17)$$

3 运动学仿真模型

3.1 运动学仿真模型的建立

以 4 000 kN 伺服压力机的传动机构为例进行仿真,三角连杆-肘杆机构各构件的尺寸为: $r_i = 143.6$ mm, $r_j = 420$ mm, $r_k = 380$ mm, $e = 993.8$ mm, $g = 1\,027.5$ mm, $f = 300$ mm,各构件的质心 $r_{ci} = 71.8$ mm, $r_{cj} = 210$ mm, $r_{ck} = 190$ mm, $r_{cg} = 3\,821$ mm, $r_{ce} = 350$ mm, $r_{cf} = 666$ mm,各构件的质量 $m_i = 285$ kg, $m_j = 259.2$ kg, $m_k = 228.7$ kg, $m_l = 455.6$ kg, $m_f = 4\,500$ kg;曲柄以等角速度 3.14 rad/s 回转,滑块工作行程为 200 mm,公称压力行程为 6 mm,公称压力为 4 000 kN。

运动学仿真模型如图 6 所示^[5-6]。

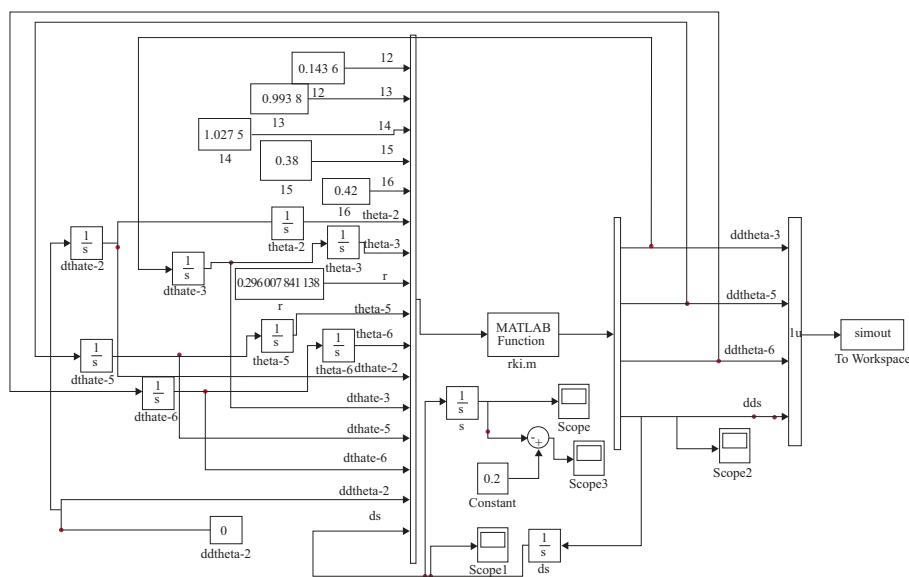


图 6 三角连杆机构的运动学仿真模型

3.2 3 种传动机构仿真对比试验

为比较几种已应用于伺服机械压力机冲压机构的运动特性,对曲柄滑块机构、等长肘杆机构和三角连杆-肘杆机构分别进行数值仿真试验对比,进一步来证明三角连杆-肘杆机构优良的工作特性。设定的参数为:滑块最大行程 200 mm,公称压力为 4 000 kN,公称压力点为 6 mm;滑块每分钟行程次数为 30 次,曲柄逆时针恒速 (180°/s) 旋转,计算时间为 2 s。三角连杆尺寸在文中已给出,现给出曲柄连杆的尺寸为:曲柄半径为 100 mm,连杆长度为 770 mm;等长肘杆机构的尺寸为:上下肘杆长度为 600 mm,曲柄 168 mm,中间连杆长为 1 168 mm。3 种传动机构的简图如图 7 所示。

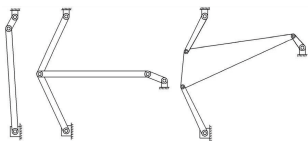


图 7 曲柄连杆、等长肘杆、三角连杆-肘杆机构简图

建立 3 种机构的仿真模型,分别对其进行运动仿真,如图 8~图 10 所示。

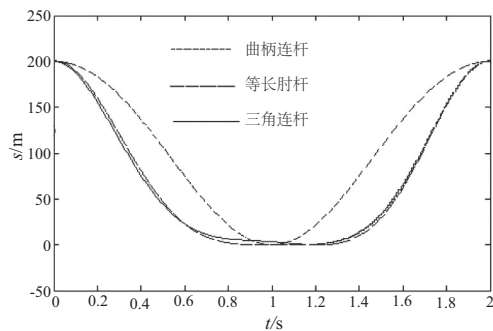


图 8 滑块的位移对比曲线

仿真结果分析:图 8 和图 9 分别为 3 种传动机构的滑块位移曲线和速度曲线。图 8 中,3 种机构从下死点返回上死点所需时间分别为 1 s、0.97 s 和 0.75 s,表明三角连杆机构具有较好的急回特性,曲柄连杆和等长肘杆机构几乎

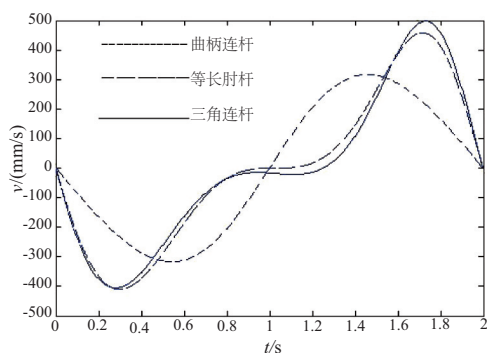


图9 滑块的速度对比曲线

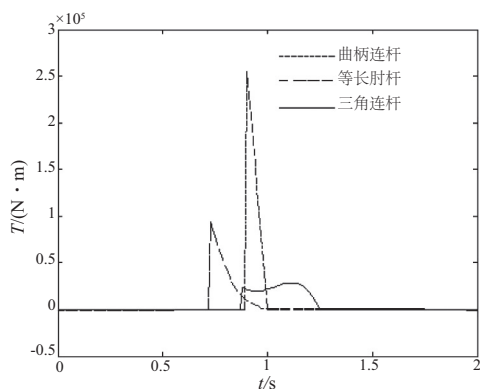


图10 曲柄的转矩对比图

无急回特性。图9中,在公称压力行程内,3种机构的滑块平均速度分别为61 mm/s、30 mm/s和16 mm/s,表明三角连杆机构在公称压力行程内具有更低的工作速度。根据图10的数据对比分析,在公称压力点6 mm处曲柄连杆机构、等长肘杆机构和三角连杆机构所需的最大转矩分别为254 488 N·m、97 311 N·m和28 567 N·m,后者仅分别为前两者的11.22%和29.3%;前两者的转矩在公称压力点以下快速单调降低,三角连杆-肘杆机构的转矩略降后反而有所上升,这是由于增力比的变化引起的。同等条件

下三角连杆机构所需曲柄转矩比曲柄连杆机构减少了88.7%,比等长肘杆机构减少了70.6%,说明三角连杆机构具有更优的增力比特性,能降低伺服电机的容量和成本。

4 结语

1) 伺服曲柄压力机采用了交流永磁同步伺服电机代替普通异步感应电机,并采用计算机控制技术,仿真结果证明,伺服曲柄压力机可以实现滑块特性曲线随成形工艺不同而任意变化,实现了机械压力机的柔性化、智能化。

2) 对曲柄连杆机构、等长肘杆机构和三角连杆-肘杆机构分别进行运动仿真试验对比,结果证明同等条件下三角连杆机构所需曲柄转矩比曲柄连杆机构减少了88.7%,比等长肘杆减少了70.6%,说明三角连杆机构具有更优的增力比特性,能降低伺服电机的容量和成本。

3) 采用MATLAB/Simulink软件作为仿真平台,仿真试验结果表明,MATLAB/Simulink软件可以很好地完成仿真建模、仿真试验及图形处理,仿真软件的选择正确。

参考文献:

- [1] 方雅. 肘杆式伺服曲柄压力机动力学仿真与实验研究[D]. 广州:广东工业大学,2011.
- [2] 阮卫平,胡建国,孙友松. 伺服机械压力机传动方案分析[J]. 锻压技术,2010,35(4):67-71.
- [3] 方雅,孙友松,胡建国,等. 基于MATLAB的伺服机械压力机传动机构运动学/动力学仿真研究[J]. 中国机械工程,2012,23(3):339-342.
- [4] Yousong Sun, Jianguo Hu, Hongbo Zheng, et al. Energy Saving Drive for Forming Equipments[J]. Advanced Materials Research, 2011,154/155:701-707.
- [5] 周隼,陈富林,沈金龙,等. 基于MATLAB的四自由度机械臂运动学仿真研究[J]. 机械制造与自动化,2016,45(1):115-119.
- [6] 贾得山. 双电机联合驱动伺服曲柄压力机的协调控制研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2017.

收稿日期:2018-04-10