

文章编号:1006-2467(2019)03-0269-07

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2019.03.003

高精度压力机连杆机构的误差分析及精度综合

骞华楠, 陶璟, 于随然

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘要: 高精度成形装备的研发是我国发展近净成形技术的关键之一. 研发并联驱动多连杆压力机是高精度压力机发展的主要方向, 如何确定影响其运动输出精度的关键误差因素, 进而经济合理地分配各零部件的精度参数, 是目前高精度压力机设计所必须要考虑的. 在总结分析已有研究的基础上, 提出以滑块运动输出位置误差和角度误差两个指标来表征压力机运动输出精度, 并基于环路增量法建立了并联多连杆压力机误差传递模型; 通过灵敏度分析, 确定了影响该类伺服压力机输出精度的关键误差因素, 并提出考虑制造成本和输出可靠度的精度综合方法; 对 4-RRP_aR&PRP_aR 型伺服压力机进行了案例研究, 并采用 Monte Carlo 法进行了验证. 结果表明, 所提出方法能够有效识别出影响压力机输出精度的关键误差因素, 合理调整这些因素的公差值能够使机构输出可靠度满足设计要求.

关键词: 并联驱动多连杆压力机; 误差传递模型; 灵敏度分析; 精度综合

中图分类号: TH 161

文献标志码: A

Error Analysis and Accuracy Synthesis for Linkage Mechanism of High-Precision Press

QIAN Huanan, TAO Jing, YU Suiran

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The development of high precision molding equipment is the key for near-net shape technology in our country. Research and development of parallel driven mechanical press with multi-link becomes important trends. How to determine the key error sources which influence the precision of servo press, thus to distribute the accuracy of the main parts economically and reasonably, is important for the design of high precision servo press. Based on the available research results, the definition, index and affecting factors of servo press's precision are discussed. Then the structural characteristics of symmetry multi-linkage mechanism are analyzed, and precision analysis models of kinematics output are developed based on loop incremental theory; through sensitivity analysis, the key error sources are identified; considering the manufacturing cost and the constraints of mechanism reliability, the accuracy of the main parts is distributed. A case study of 4-RRP_aR&PRP_aR servo press is presented by using Monte Carlo method for demonstration of the proposed approaches. The result shows that the error factors which have relatively important influence on the servo press's precision can be identified effectively, and the requirement of mechanism reliability can be satisfied by adjusting these factors' tolerance.

收稿日期: 2017-08-28

基金项目: 国家自然科学基金青年面上项目(51505287)

作者简介: 骞华楠(1990-), 男, 河南省许昌市人, 硕士生, 研究方向为并联机构及其应用, E-mail: 1298831253@qq.com.

通信作者: 于随然, 男, 教授, 博士生导师, 电话(Tel.): 021-34206057; E-mail: sryu@sjtu.edu.cn.

Key words: parallel driven multi-linkage press; precision modeling; sensitivity analysis; accuracy synthesis

近净成形技术可以使生产的零件接近或者达到最终所需的形状和尺寸^[1],是一种高效、节能的先进制造技术^[2].相比发达国家,我国近净成形技术发展水平仍处于起步探索阶段,在整个成形制造生产中所占比重还比较低,其关键困难之一在于我国还缺少近净成形配套的高精度设备.多连杆伺服压力机兼有伺服运动柔性可控和现代并联机构的精度高、承载能力强的优点^[3],因此是高精度压力机发展的主要趋势. Guo^[4]、He^[5]、Huang^[6]等人基于冗余驱动方式对新型并联驱动压力机的构型进行了研究,促进了我国多连杆压力机的开发.精度设计是保障压力机精度的重要环节,然而传统压力机的精度设计中各零部件精度参数的确定大多依赖于设计人员的经验,难以兼顾成本需求,因此开展压力机连杆机构误差分析和精度综合的研究对高精度压力机的设计开发至关重要.

为研究机构各误差源与整体输出精度间的关系,相关学者提出了多种误差建模方法^[7].莫志翔等^[8]基于直接线性化的方法构建了手术机器人运动中心的误差模型,通过分析各误差因素敏感度确定了影响其定位精度的关键因素. Chaker 等^[9]以 5 种不同的非过约束球面并联机构 (SPM) 为研究对象,分析了连杆制造误差对其输出末端平台位姿的影响,结果表明不同类型的 SPM 具有不同的位姿精度.白勇军^[10]对压力机的典型多连杆机构进行了误差分析,研究了原动件输入误差、杆件长度误差以及安装位置误差等对运动输出的影响,但对于机构对称性假设过于简单,未能充分考虑结构误差存在的多种情况,因此不能准确地反映误差对运动输出的影响.

机构的精度综合是误差分析的逆问题,是指在预定整体精度的要求下优化分配其各组成部件的公差,因而更具有工程实际意义.余治民等^[11]基于响应面法建立了大型龙门导轨磨床的加工精度可靠性近似模型,以可靠度的均值和最小值为目标,按照精度均衡原则对磨床主要部件的精度进行了优化. Li 等^[12]为提高空间并联机构位姿精度,基于实验设计的方法对其进行了公差综合,降低了制造和装配的难度.从现有相关研究来看,由于相对缺乏伺服压力机多连杆精度综合的研究,难以兼顾制造成本等因素的影响.

针对现有压力机误差分析、精度综合研究中的

不足,本文以 4-RRP_aR&PRP_aR 型伺服压力机为研究对象,根据并联机构的结构特性,基于环路增量法建立了滑块输出位置误差传递模型和输出角度误差传递模型.在此基础上,通过精度指标的灵敏度分析,找到影响机构输出精度的关键因素.综合考虑灵敏度分析结果和制造成本的影响,对影响压力机关键行程位置的精度敏感因素进行了排序,并遵循精度均衡原则提出了精度综合方法.采用该方法能够合理确定机构各部件的公差值.

1 并联多连杆压力机误差建模

1.1 研究对象

以上海交通大学重大装备设计与控制工程研究所与中国第一重型机械集团大连设计研究院联合设计的 4-RRP_aR&PRP_aR 型四驱动压力机为对象进行传动系统的误差分析.

1.1.1 机构构型分析 如图 1 所示,该型压力机传动系统由 4 条 RRP_aR 主动支链和 1 条 PRP_aR 被动

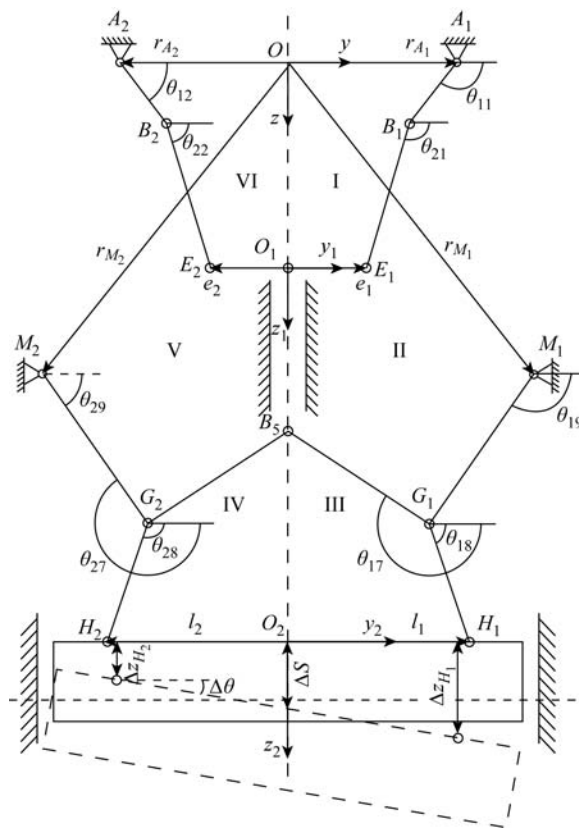


图 1 简化后的并联多连杆压力机的机构简图

Fig. 1 Schematic of simplified parallel driven multi-linkage press mechanism

支链构成,在结构上对称布置.主动支链连接上平台和动平台,被动支链连接动平台和冲压滑块.在上平台、动平台和滑块中心建立坐标系 $O_y z$ 、 $O_1 y_1 z_1$ 和 $O_2 y_2 z_2$.

1.1.2 机构构型简化 根据机构构型的特点,做以下简化:① 假设传动系统主动支链中的结构误差不影响滑块倾角,而仅仅影响滑块位置误差;② 假设整个传动系统前后部分对应的误差相同,仅考虑 y 轴和 z 轴方向的误差,从而将空间机构简化为平面机构进行分析.

1.2 并联多连杆压力机精度影响因素

滑块的运动精度集中反映了压力机的精度水平,是评价压力机精度主要的性能指标.综合柳乔^[13]、牛瑞霞^[14]等人的研究,本文中滑块运动精度是指当主动件的位置一致时,滑块输出位置、角度的实际值与理论值间的符合程度,并采用滑块运动输出位置误差 ΔS 和输出角度误差 $\Delta \theta$ 两个指标进行表征.

影响机构运动输出误差的因素包括连杆机构本身固有的结构、有限的制造精度、安装的误差、运动副间隙、构件承受载荷后的弹性变形、摩擦磨损、振动以及温度等^[7].根据研究对象的特点,并参考相关的研究^[10,15],本文主要分析原动件输入、杆件长度以及各构件安装位置的误差对滑块运动输出误差的影响.

1.3 基于环路增量法的并联多连杆压力机误差建模

如图 1 所示,将传动系统分为 6 个环路,即环路 I— $OO_1 E_1 B_1 A_1 O$ 、环路 II— $OO_1 B_5 G_1 M_1 O$ 、环路 III— $OO_2 H_1 G_1 M_1 O$ 、环路 IV— $OO_2 H_2 G_2 M_2 O$ 、环路 V— $OO_1 B_5 G_2 M_2 O$ 以及环路 VI— $OO_1 E_2 B_2 A_2 O$.已知压力机的结构参数以及相应的误差项如表 1 和 2 所示.

表 1 压力机传动连杆参数及相应的误差项
Tab. 1 Transmission link parameters and corresponding errors of servo press

构件	杆长	与 y 轴夹角	杆长误差
$A_1 B_1, A_2 B_2$	a_1, a_2	θ_{11}, θ_{12}	$\delta a_1, \delta a_1$
$B_1 E_1, B_2 E_2$	k_{R_1}, k_{R_2}	θ_{21}, θ_{22}	$\delta k_{R_1}, \delta k_{R_2}$
$O_1 B_5$	k	$\pi/2$	δk
$B_5 G_1, B_5 G_2$	l_{g_1}, l_{g_2}	θ_{17}, θ_{27}	$\delta l_{g_1}, \delta l_{g_2}$
$M_1 G_1, M_2 G_2$	l_{m_1}, l_{m_2}	θ_{19}, θ_{29}	$\delta l_{m_1}, \delta l_{m_2}$
$G_1 H_1, G_2 H_2$	l_{h_1}, l_{h_2}	θ_{18}, θ_{28}	$\delta l_{h_1}, \delta l_{h_2}$

表 2 压力机安装位置参数及相应的误差项
Tab. 2 Installation location parameters and corresponding errors of servo press

安装位置	长度	与 y 轴 夹角	长度 误差	角度 误差
A_1	r_{A_1}	α_{11}	δr_{A_1}	$\delta \alpha_{11}$
A_2	r_{A_2}	α_{12}	δr_{A_2}	$\delta \alpha_{12}$
$^1 E_1$	e_1	β_{11}	δe_1	$\delta \beta_{11}$
$^1 E_2$	e_2	β_{12}	δe_2	$\delta \beta_{12}$
M_1	r_{M_1}	α_{21}	δr_{M_1}	$\delta \alpha_{21}$
M_2	r_{M_2}	α_{22}	δr_{M_2}	$\delta \alpha_{22}$
$^2 H_1$	l_1	β_{21}	δl_1	$\delta \beta_{21}$
$^2 H_2$	l_2	β_{22}	δl_2	$\delta \beta_{22}$

由图 1 可得环路 I、II、III、IV、V、VI 的闭环矢量方程为

$$\left. \begin{aligned} l_{OO_1} + l_{O_1 E_1} &= l_{OA_1} + l_{A_1 B_1} + l_{B_1 E_1} \\ l_{OO_1} + l_{O_1 B_5} &= l_{OM_1} + l_{M_1 G_1} + l_{G_1 B_5} \\ l_{OO_2} + l_{O_2 H_1} &= l_{OM_1} + l_{M_1 G_1} + l_{G_1 H_1} \\ l_{OO_1} + l_{O_1 E_2} &= l_{OA_2} + l_{A_2 B_2} + l_{B_2 E_2} \\ l_{OO_1} + l_{O_1 B_5} &= l_{OM_2} + l_{M_2 G_2} + l_{G_2 B_5} \\ l_{OO_2} + l_{O_2 H_2} &= l_{OM_2} + l_{M_2 G_2} + l_{G_2 H_2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

以环路 I 为例说明,由闭环矢量方程可得复数形式的运动方程为

$$z_1 e^{j90} + e_1 e^{j\beta_{11}} = r_{A_1} e^{j\alpha_{11}} + a_1 e^{j\theta_{11}} + k_{R_1} e^{j\theta_{21}} \quad (2)$$

式中: z_1 为动平台输出位置.

对式(2)求一次导数,将微分形式写为增量形式,并将等式两边同乘以 $e^{-j\theta}$,可得单回路机构的位置误差增量方程为

$$\begin{aligned} \Delta z_1 e^{j(90-\theta)} + \delta e_1 e^{j(\beta_{11}-\theta)} + \delta \beta_{11} e_1 e^{j(\beta_{11}-\theta)} j = \\ \delta \alpha_{11} r_{A_1} e^{j(\alpha_{11}-\theta)} j + \delta r_{A_1} e^{j(\alpha_{11}-\theta)} + \delta a_1 e^{j(\theta_{11}-\theta)} + \\ \delta \theta_{11} a_1 e^{j(\theta_{11}-\theta)} j + \delta k_{R_1} e^{j(\theta_{21}-\theta)} + \delta \theta_{21} k_{R_1} e^{j(\theta_{21}-\theta)} j \end{aligned} \quad (3)$$

令 $\theta = \theta_{21}$ 以消去变量 $\delta \theta_{11}$,并对等式两端取实部可得动平台输出误差 Δz_1 为

$$\begin{aligned} \Delta z_1 = [-\delta e_1 \cos(\beta_{11} - \theta_{21}) + \delta \beta_{11} e_1 \sin(\beta_{11} - \theta_{21}) + \\ \delta r_{A_1} \cos(\alpha_{11} - \theta_{21}) - \delta \alpha_{11} r_{A_1} \sin(\alpha_{11} - \theta_{21}) + \\ \delta a_1 \cos(\theta_{11} - \theta_{21}) - \delta \theta_{11} a_1 \sin(\theta_{11} - \theta_{21}) + \\ \delta k_{R_1}] / \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_{21}\right) \end{aligned} \quad (4)$$

对环路 II、III、IV、V、VI 进行同样的分析,通过令 θ 为不同的值来消去变量,从而得到各杆件的输出角度误差 $\Delta \theta_{17}$ 、 $\Delta \theta_{27}$ 、 $\Delta \theta_{18}$ 、 $\Delta \theta_{19}$ 、 $\Delta \theta_{28}$ 、 $\Delta \theta_{29}$,进而得到滑块运动输出误差 Δz_{H_1} 、 Δz_{H_2} 分别为

$$\Delta z_{H_1} = \delta r_{M_1} \sin \alpha_{21} + r_{M_1} \delta \alpha_{21} \cos \alpha_{21} +$$

$$\delta l_{m_1} \sin \theta_{19} + \Delta \theta_{19} l_{m_1} \cos \theta_{19} + \delta l_{h_1} \sin \theta_{18} + \Delta \theta_{18} l_{h_1} \cos \theta_{18} + l_1 \delta \beta_{21} \quad (5)$$

$$\Delta z_{H_2} = \delta r_{M_2} \sin \alpha_{22} + r_{M_2} \delta \alpha_{22} \cos \alpha_{22} + \delta l_{m_2} \sin \theta_{29} + \Delta \theta_{29} l_{m_2} \cos \theta_{29} + \delta l_{h_2} \sin \theta_{28} + \Delta \theta_{28} l_{h_2} \cos \theta_{28} + l_2 \delta \beta_{22} \quad (6)$$

由误差独立作用原理可知,压力机传动系统各误差因素对机构输出的影响相互独立,所以传动连杆与滑块的连点输出误差等于各误差引起的局部输出误差之和.对于对称机构而言,由于各构件原始误差的积累,使得连杆与滑块连点的输出误差存在以下 3 种情况:

(1) 当 $\Delta z_{H_1} = \Delta z_{H_2} \neq 0$ 时,只对运动输出位置误差 ΔS 有影响,对运动输出角度误差 $\Delta \theta$ 无影响;

(2) 当 $\Delta z_{H_1} = -\Delta z_{H_2}$ 时,只对运动输出的角度误差 $\Delta \theta$ 有影响,对输出的位置误差 ΔS 无影响;

(3) 当 $|\Delta z_{H_1}| \neq |\Delta z_{H_2}|$ 时,对输出的位置误差 ΔS 和角度误差 $\Delta \theta$ 都有影响.

为全面考虑实际误差存在的情况,由误差 Δz_{H_1} 、 Δz_{H_2} 可得滑块输出位置误差、角度误差表达式分别为

$$\Delta S = (\Delta z_{H_1} + \Delta z_{H_2})/2 \quad (7)$$

$$\Delta \theta = \arcsin[(\Delta z_{H_1} - \Delta z_{H_2})/(l_1 + l_2)] \quad (8)$$

2 基于灵敏度分析的关键结构误差识别

2.1 各误差因素的灵敏度和显著度

采用误差灵敏度来反映各个误差因素的微小变化对总输出误差的影响情况.误差灵敏度为滑块运动输出误差对各个误差因素偏导数的绝对值.若第 m 项误差 Δ_m 的灵敏度为 ξ_m ,则有

$$\xi_m = \left| \frac{\partial E_{out}}{\partial \Delta_m} \right| \quad (9)$$

$$m = 1, 2, \dots, n$$

式中, E_{out} 为滑块输出误差; n 为误差因素的个数.

为确定影响机构运动输出的显著误差因素,采用显著度指标来表征滑块在不同位置时受各项误差因素的影响程度.显著度数值越大表明其所对应的误差项对机构末端输出误差的影响越显著.当滑块处于某一位置时,第 m 项误差的显著度 D_m 为

$$D_m = |\xi_m| / \sqrt{\sum_{m=1}^n |\xi_m|^2} \quad (10)$$

2.2 MATLAB 仿真和结果

给定压力机的结构参数如下: $a_1 = a_2 = 0.36$ m,

$k_{R_1} = k_{R_2} = 1.304$ m, $k = 0.6$ m, $l_1 = l_2 = 1.6$ m, $l_{m_1} = l_{m_2} = 1.7$ m, $l_{g_1} = l_{g_2} = 0.868$ m, $l_{h_1} = l_{h_2} = 1.6$ m, $r_{A_1} = r_{A_2} = 1.2$ m, $e_1 = e_2 = 0.3$ m, $r_{M_1} = r_{M_2} = 1.393$ m; $\alpha_{11} = 0$, $\alpha_{12} = \pi$ rad, $\beta_{11} = 0$, $\beta_{12} = \pi$ rad, $\alpha_{21} = 0.117$ rad, $\alpha_{22} = 3.023$ rad, $\beta_{21} = 0$, $\beta_{22} = \pi$ rad^[10].借助 MATLAB 仿真软件可计算出各误差因素对滑块输出误差影响的灵敏度,进而求取各个误差因素的显著度.滑块下死点位置处的输出精度是影响压力机成形质量的关键因素,故本文分析在该位置时各误差因素的影响情况.

2.2.1 各参数对滑块输出位置误差的影响 图 2 所示为传动系统主动支链和被动支链的各结构参数误差对滑块输出位置误差影响的显著度.由图 2 可知,在下死点位置时,对滑块输出位置误差影响较大的关键误差源有 12 项,即点 H 、 M 的安装位置误差 $\delta l_{1(2)}$ ($\delta l_{1(2)}$ 表示 δl_1 (δl_2),下同)、 $\delta \beta_{21(22)}$ 、 $\delta \alpha_{11(12)}$ 及杆件 MG 、 B_5G 、 GH 的制造误差 $\delta l_{m_1(2)}$ 、 $\delta l_{g_1(2)}$ 、 $\delta l_{h_1(2)}$.这 12 项误差的显著度之和为 0.876 6,在压力机制造和安装时,要注意限定其误差值.

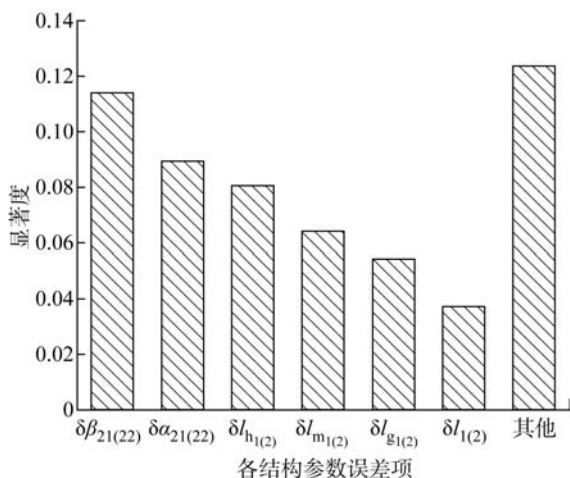


图 2 关键结构参数误差对滑块输出位置误差影响的显著度

Fig. 2 The salience of key errors to output position of the slider

2.2.2 各参数对滑块输出角度误差的影响 图 3 所示为传动系统被动支链的各结构参数误差对滑块输出角度误差影响的显著度.由图 3 可知,在下死点位置时,对滑块输出角度误差影响的关键误差源有 10 项,即点 H 、 M 的安装位置误差 $\delta \beta_{21(22)}$ 、 $\delta \alpha_{11(12)}$ 及杆件 MG 、 B_5G 、 GH 的制造误差 $\delta l_{m_1(2)}$ 、 $\delta l_{g_1(2)}$ 、 $\delta l_{h_1(2)}$.这 10 项误差的显著度之和为 0.900 6,是影响滑块输出角度误差的主要因素.

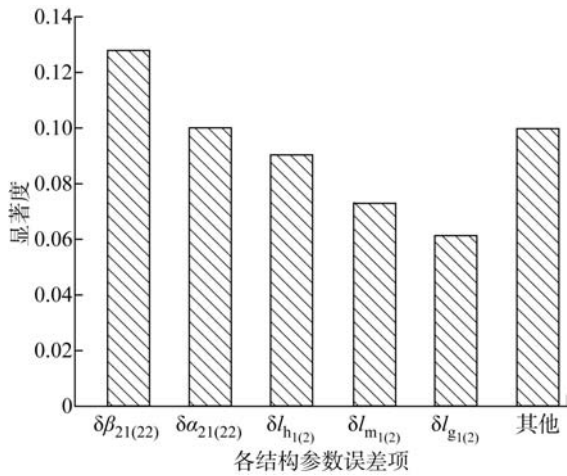


图 3 关键结构参数误差对滑块输出角度误差影响的显著度

Fig. 3 The salience of key errors to output angle of the slider

3 关键部件精度综合

对压力机而言,滑块下死点位置处的精度是影响工件成形质量的主要因素,因此本文将在滑块处于下死点位置时对机构进行精度综合,以提高滑块输出可靠度为目标,综合考虑各误差的灵敏度以及误差控制成本的影响,提出了适用于并联压力机连杆系的精度综合方法,其流程如图 4 所示.

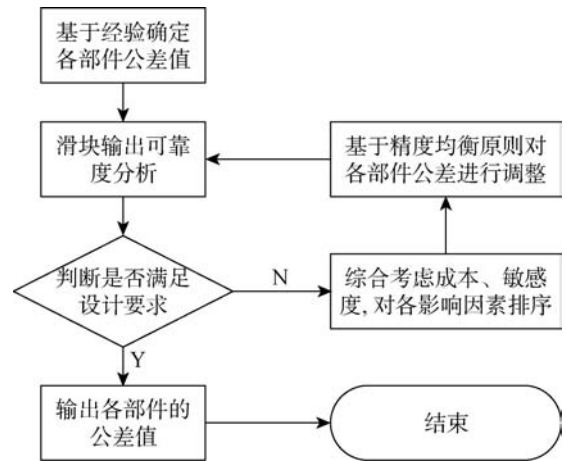


图 4 并联多连杆压力机精度综合流程图

Fig. 4 Flow chart of accuracy synthesis for parallel driven multi-linkage press

3.1 基于经验初步确定各部件的公差值

在公差调整前,对压力机传动机构的安装位置误差按照经验进行取值,结果如表 3 所示.对各杆件的公差,考虑到各加工方法的经济加工精度,初步选择其公差等级为 7 级,相应的公差值见表 3.

表 3 压力机传动系统安装位置及杆件公差

Tab. 3 Installation location and transmission link parameters tolerances of servo press

安装位置	公差/mm	杆件	公差/mm
$y_{A_{1(2)}}$	± 0.1	$l_{m_{1(2)}}$	0.150
$z_{A_{1(2)}}$	± 0.1	$a_{1(2)}$	0.057
$y_{E_{1(2)}}$	± 0.05	$l_{g_{1(2)}}$	0.090
$z_{H_{1(2)}}$	± 0.05	$k_{R_{1(2)}}$	0.125
$y_{M_{1(2)}}$	± 0.05	$l_{h_{1(2)}}$	0.125
$z_{M_{1(2)}}$	± 0.05	k	0.070
$y_{H_{1(2)}}$	± 0.05		
$z_{E_{1(2)}}$	± 0.05		

3.2 滑块输出精度可靠性分析

现代机械精度设计理论表明,零部件的制造误差为随机量,当大批量生产时,其满足正态分布.基于误差独立作用原理以及随机变量方差的计算规则,可知滑块输出位置误差、角度误差的均方差为

$$\sigma(\Delta S) = \sqrt{\sum_{i=1}^{29} \xi_i^2 \sigma_i^2}$$
 (11)

$$\sigma(\Delta \theta) = \sqrt{\sum_{j=1}^{14} \xi_j^2 \sigma_j^2}$$
 (12)

式中: ξ_i 、 ξ_j 分别为影响滑块输出位置误差、角度误差的各因素灵敏度; σ_i 、 σ_j 分别为影响滑块输出位置误差、角度误差的各因素均方差.

滑块输出误差的可靠度是指其运动输出落在压力机允许最大误差范围内的概率.为满足精密级压力机的设计要求,本文设定滑块输出位置误差 ΔS 小于 0.02 mm 的可靠度不低于 88%,而角度误差 $\Delta \theta$ 小于 0.001 3 rad 的可靠度不低于 95%.基于概率统计原理,并运用 MATLAB 软件编写计算程序,可求得初始公差方案下的可靠度为

$$P\{|\Delta S| \leq 0.02 \text{ mm}\} = 56.74\%$$
$$P\{|\Delta \theta| \leq 0.0013 \text{ rad}\} = 85.70\%$$

由上述滑块输出误差的可靠度可知,初始公差方案不满足设计要求,需要对其进行调整.

3.3 公差调整时各个因素顺序的确定

在对影响机构输出精度的各因素公差进行调整时,往往仅考虑了灵敏度分析的结果,而忽略了加工成本的影响,为此在综合考虑以上两方面影响因素的基础上确定各杆件的调整顺序.

根据对机构输出精度的影响程度来确定各构件的系数,以灵敏度最大的构件 l_h 为基准件,通过原始误差等效作用法确定各构件的系数 r'_i 为

$r'_1 = \xi_{l_h} / \xi_{a_1} = 7.559\ 6$

$r'_2 = \xi_{l_h} / \xi_{k_R} = 7.559\ 6$

$r'_3 = \xi_{l_h} / \xi_{l_m} = 1.246\ 9$

$r'_4 = \xi_{l_h} / \xi_{l_g} = 1.463\ 9$

$r'_5 = \xi_{l_h} / \xi_k = 8.992\ 0$

$r'_6 = \xi_{l_h} / \xi_{l_h} = 1$

(13)

系数 r'_i 越小,表明该构件误差对滑块输出精度的影响程度越大,在调整时要优先进行。

从加工难易程度来确定各构件的系数. 设各构件的公差等级相同,则其标准公差由公差单位决定. 同样以构件 l_h 为基准件,则各构件的系数 r''_i 为

$r''_1 = \delta_{l_h} / \delta_{a_1} = 2.193$

$r''_2 = \delta_{l_h} / \delta_{k_R} = 1$

$r''_3 = \delta_{l_h} / \delta_{l_m} = 0.833$

$r''_4 = \delta_{l_h} / \delta_{l_g} = 1.389$

$r''_5 = \delta_{l_h} / \delta_k = 1.786$

$r''_6 = \delta_{l_h} / \delta_{l_h} = 1$

(14)

式中: δ 为各结构参数的公差值, $\delta = aI$, a 为公差等级, I 为公差单位. 系数 r''_i 较小,表明该构件的加工难度相对较低,在调整时要优先进行。

对系数 r'_i 、 r''_i 进行加权平均,设 P_1 、 P_2 分别为影响滑块输出误差的权因子和影响构件制造成本的权因子,则综合考虑制造成本和灵敏度的系数 r_i 为

$$r_i = \frac{P_1 r'_i + P_2 r''_i}{P_1 + P_2}$$

(15)

考虑滑块输出精度和构件制造成本同等重要,故取权重系数 $P_1 = P_2 = 1$,则各构件的综合系数如表 4 所示,较小的 r_i 所对应的因素要优先进行调整。

表 4 考虑加工成本和灵敏度的各构件综合系数

Tab. 4 Each component's coefficient considering processing costs and sensitivity

构件	综合系数	构件	综合系数
$l_{g_{1(2)}}$	1.426	$k_{R_{1(2)}}$	4.281
$a_{1(2)}$	4.876	$l_{h_{1(2)}}$	1
$l_{m_{1(2)}}$	1.040	k	5.389

3.4 基于精度均衡原则的关键部件精度综合

由上述分析可知各因素调整顺序为 $l_{h_{1(2)}}$ 、 $l_{m_{1(2)}}$ 、 $l_{g_{1(2)}}$ 、 $k_{R_{1(2)}}$ 、 $a_{1(2)}$ 、 k ,在对压力机各部件的公差进行调整时遵循精度均衡原则,优先调整没有调整过的因素. 每次调整的因素、调整量以及调整后的可靠度如表 5 所示。

表 5 调整因素和调整后的可靠度

Tab. 5 Adjustment factors and adjusted reliability

调整次数	调整因素	调整后的 公差/mm	可靠度/%	
			位置	角度
1	$l_{h_{1(2)}}$	0.078	63.84	91.24
2	$l_{m_{1(2)}}$	0.092	73.58	96.46
3	$l_{g_{1(2)}}$	0.056	76.77	97.59
4	$k_{R_{1(2)}}$	0.078	77.02	97.59
5	$a_{1(2)}$	0.036	77.07	97.59
6	k	0.044	77.12	97.59
7	$l_{h_{1(2)}}$	0.054	82.24	98.88
8	$l_{m_{1(2)}}$	0.065	87.29	99.61
9	$l_{g_{1(2)}}$	0.040	88.70	99.73

3.5 基于 Monte Carlo 法的可靠度分析

基于零部件制造误差满足正态分布的假设,按照 3σ 原则取公差带宽的 $1/6$ 为标准差来进行抽样^[12]. 将抽样产生的随机数代入式(7)和(8),通过 Monte Carlo 仿真 10^4 次可得到其均方差,进而能够计算出相应的可靠度,如表 6 所示. 由表 6 可知,采用 Monte Carlo 法计算得到的滑块位置误差可靠度、角度误差可靠度与理论计算的结果一致,验证了本文所提出方法的有效性。

表 6 滑块输出误差的可靠度

Tab. 6 Reliability of slider output error

误差			可靠度/%	
			理论值	仿真值
位置	调整前	0.025 5	56.74	56.72
	调整后	0.012 6	88.70	88.68
角度	调整后	0.050 1	85.70	86.00
	调整后	0.025 0	99.73	99.70

经过 9 次调整后,滑块输出位置误差的可靠度由 56.74% 升至 88.70%,滑块输出角度误差的可靠度由 85.70% 升至 99.73%,均满足了设计要求,从而最终确定了压力机关键部件的合理公差。

4 结论

(1) 针对并联多连杆伺服压力机连杆机构结构特性,分析了机构误差类型,提出了基于环路增量法的滑块输出位置误差和角度误差解析模型. 通过灵敏度分析,量化了各误差项对滑块关键位置精度的影响程度. 以提高滑块输出精度可靠度为目标,综合考虑各误差灵敏度及误差控制成本,提出了适用于并联压力机传动连杆的精度综合方法。

(2) 对 4-RRP_aR&PRP_aR 型伺服压力机进行了误差分析和精度综合案例研究。通过灵敏度分析,识别出了下死点位置处影响滑块输出位置误差、角度误差的关键误差因素;采用所提出的精度综合方法进行了公差设计,使满足精密级压力机下死点位置误差、角度误差要求的可靠度分别由 56.74%、85.70% 上升至 88.70%、99.73%;Monte Carlo 仿真分析的结果与理论值相一致,验证了本文所提出方法的有效性。

参考文献:

- [1] SHAN Z D, QIN S Y, LIU Q, *et al.* Key manufacturing technology & equipment for energy saving and emissions reduction in mechanical equipment industry [J]. **International Journal of Precision Engineering and Manufacturing**, 2012, 13(7): 1095-1100.
- [2] ZHANG F Q, LUO Z H, ZENG C. Development on preparation of silicon steel strip by near-net shape technology [J]. **Applied Mechanics and Materials**, 2013, 320: 336-344.
- [3] OSAKADA K, MORI K, ALTAN T, *et al.* Mechanical servo press technology for metal forming[J]. **CIRP Annals-Manufacturing Technology**, 2011, 60(2): 651-672.
- [4] GUO W T, GUO W Z, GAO F. Type synthesis of 4-DOF and 5-DOF parallel mechanisms considering passive constraining limbs[C]// **ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference**. Buffalo, NY, USA: ASME, 2014.
- [5] HE J, GAO F, MENG X D, *et al.* Type synthesis for 4-DOF parallel press mechanism using G_F set theory [J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2015, 28(4): 851-859.
- [6] HUANG X, MA C X, WU S X, *et al.* Design and research of a novel type of mechanical presses driven by three servo motors in parallel[J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, 2013, 227(3): 580-591.
- [7] 李国红. 高速精密压力机多连杆机构运动精度的可靠性研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2015.
LI Guohong. Study on reliability of kinematic accuracy for multi-link mechanism of high-speed precision press[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2015.
- [8] 莫志翔, 余德汝, 王石刚. 手术机器人远程运动中心机构的误差分析方法[J]. **上海交通大学学报**, 2014, 48(8): 1189-1193.
MO Zhixiang, YU Deru, WANG Shigang. Tolerance analysis method of mechanism of remote center of motion in surgical robot[J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2014, 48(8): 1189-1193.
- [9] CHAKER A, MLIKA A, LARIBI M A, *et al.* Accuracy analysis of non-overconstrained spherical parallel manipulators [J]. **European Journal of Mechanics—A/Solids**, 2014, 47: 362-372.
- [10] 白勇军. 大型重载伺服机械压力机的关键技术及实验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2012.
BAI Yongjun. Key technologies and experimental research on heavy-duty servo mechanical presses with parallel topology [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2012.
- [11] 余治民, 刘子建, 艾彦迪, 等. 大型数控龙门导轨磨床几何误差建模与基于可靠性理论的精度分配[J]. **机械工程学报**, 2013, 49(17): 142-151.
YU Zhimin, LIU Zijian, AI Yandi, *et al.* Geometric error model and precision distribution based on reliability theory for large CNC gantry guideway grinder [J]. **Journal of Mechanical Engineering**, 2013, 49(17): 142-151.
- [12] LI J G, DING J, YAO Y X, *et al.* Workshop oriented tolerance synthesis for spatial PKM[J]. **Journal of Harbin Institute of Technology**, 2015, 22(2): 8-17.
- [13] 柳乔, 赵延明, 刘德顺, 等. 双点压力机主传动链关键机构尺寸与公差优化设计[J]. **机械设计与研究**, 2013, 29(5): 11-14.
LIU Qiao, ZHAO Yanming, LIU Deshun, *et al.* Optimization design of dimensions and tolerance for key mechanism in main transmission chain of two point press[J]. **Machine Design and Research**, 2013, 29(5): 11-14.
- [14] 牛瑞霞, 周志伟, 詹俊勇, 等. 双点压力机滑块运动精度分析[J]. **锻压装备与制造技术**, 2017, 52(3): 20-22.
NIU Ruixia, ZHOU Zhiwei, ZHAN Junyong, *et al.* Analysis of slider movement accuracy for double point press[J]. **China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology**, 2017, 52(3): 20-22.
- [15] 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 Xinjian. Research on multi-link drive mechanism of a high-speed precision press[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2012.

(本文编辑:黄伟)