

修边机器人的夹紧机构优化设计及运动分析

李峰平 张正亚 周斯加

温州大学浙江省激光加工机器人重点实验室,温州,325035

摘要:针对修边机器人夹紧机构的优化设计开展研究。通过分析夹紧机构的机构组成原理,建立了以夹紧机构工作半径最大化为优化目标,以各转动副位置、支撑底座质量、极限位置、工作半径范围、压杆运动稳定性和驱动杆推程为约束条件的机构优化设计数学模型。模型验证实验中,以夹持直径 $d=40$ cm的圆形塑料制品为例,得到了压杆位移、压杆与驱动杆速率比随驱动杆位移变化的曲线,并对驱动杆的运动速度曲线进行了规划。仿真结果显示,优化及运动分析结果满足设计要求,从而为修边机器人的优化设计与自动控制提供了设计参考。

关键词:修边机器人;夹紧机构;优化设计;运动分析

中图分类号:TH112

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2016.03.019

Optimized Design and Kinematic Analysis of Clamping Mechanism for Trimming Robot

Li Fengping Zhang Zhengya Zhou Sijia

Zhejiang Provincial Key Laboratory of Laser Processing Robot,
Wenzhou University, Wenzhou, Zhejiang, 325035

Abstract: The optimum design of clamping mechanism for a trimming robot was conducted herein. The optimized design model of clamping mechanism was established by analyzing its composition principles, maximizing its working radius as the optimization target and considering the position of each revolute pair, weight of support base, extreme positions, range of working radius, kinematic stability of pressure rod, stroke of drive rod as the constraints. In the model validation experiments, a round plastic product with clamping diameter of 40 cm was chosen as the processed sample, the results of kinematic analysis of clamping mechanism show the curves of the displacement change of pressure rod, the ratio change between the pressure rod speed and driving rod speed caused by the displacement changes of drive rod. Finally, the velocity curve of driving rod was planned. Simulation experiments indicate that the results of optimization and kinematic analysis meet the design requirements, and this paper provides an important reference value to the optimized design and automatic control of trimming robot.

Key words: trimming robot; clamping mechanism; optimized design; kinematic analysis

0 引言

目前,绝大多数注塑制品企业塑料制品的修边工序仍采用人工手动修边的方式,该种作业方式人工劳动量大,生产效率低下。本课题组设计的一种塑料制品自动修边机器人^[1],不仅适用于日常使用的大多数圆形塑料制品的修边,而且对提高塑料制品生产企业的生产效率,降低工人劳动强度具有重要的现实意义。其中,机械结构中夹紧机构的优化设计是修边机器人设计的重要一环,也是本文研究的重点。文献[2-5]指出,通过对机构功能要求作出分析,建立优化设计模型,优化设计的结果将直接影响机构设计的关键性能指标。基于此,本文针对修边机器人的夹紧机构的优化设计展开研究。

1 夹紧机构的机构组成原理

修边机器人夹紧机构工作原理如图1所示。其中,运动控制卡作为控制核心单元,夹紧机构作为末端执行单元,整个机电系统实现闭环控制。为实现高精度的伺服控制和运动规划,本文以夹紧机构工作半径最大化为设计目标,通过运动仿真实验,分析得到最终的优化结果。修边机器人的夹紧机构工作原理如图2所示。夹紧机构三摇杆底端与支撑底座均通过铰链连接,顶端与压杆通过移动副连接,连杆的两端分别与支撑顶座及摇臂连接。三摇臂的运动规律完全一样,故取其

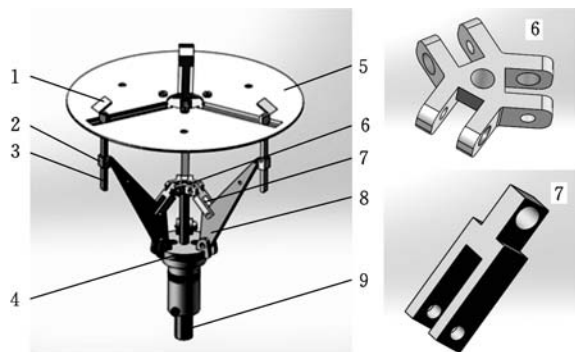


图1 修边机器人夹紧机构工作原理

收稿日期:2015-09-24

基金项目:国家国际科技合作专项(0S2012ZR0038);国家自然科学基金资助项目(71101112)

中一个摇臂为研究对象,作出其运动简图,见图 3,图中, $OF = l_1, DE = l_2, DC = l_3, EF = l_4, EG = l_5, FG = l_6$ 。



1.压杆头 2.导块 3.压杆 4.支撑底座 5.工作台
6.支撑顶座 7.连杆 8.摇臂 9.驱动杆

图 2 修边机器人夹紧机构

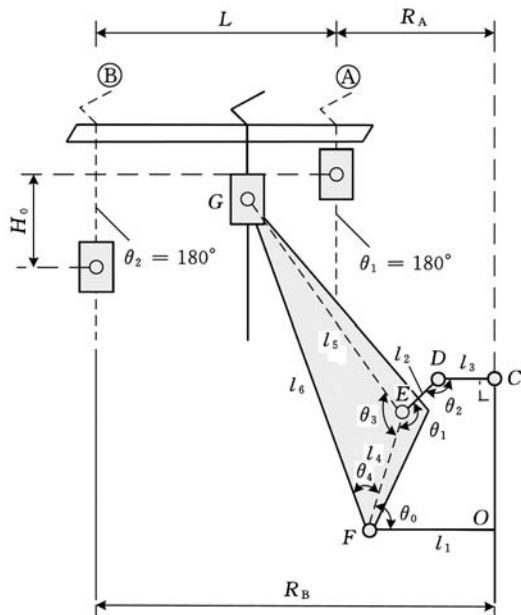


图 3 夹紧机构单个摇臂运动简图

1.1 确定设计变量,建立目标函数

修边机器人夹紧机构是一单自由度六杆机构,优化设计变量为夹紧机构的各杆的尺寸参数 $l_i (i = 1, 2, \dots, 6)$, 即

$$X = (l_1, l_2, \dots, l_6) \quad (1)$$

为尽可能地适用于更大直径的圆形塑料制品的修边,拓展修边机的适用范围,故要求优化后夹紧机构最大工作半径 R_B 越大越好,即定义修边机器人夹紧机构优化设计的目标函数为

$$F(X) = R_B(X) \quad (2)$$

1.2 确定约束条件

应用机械原理等相关知识对机构的约束进行分析。

(1) 摇臂各转动副位置约束。由图 3 可知, l_4, l_5, l_6 构成三角形且长度依次增大,并且所构

成的三角形不能太窄,需要在 E 处留出铰孔位置。故有约束条件:

$$\left. \begin{aligned} g_1(l) &= l_4 - l_3 < 0 \\ g_2(l) &= l_5 - l_6 < 0 \\ g_3(l) &= l_4 + l_6 - l_5 - l_1 < 0 \\ g_4(l) &= \pi/2 - \theta_3 < 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\theta_3 = \arccos((l_4^2 + l_5^2 - l_6^2)/(2l_4l_5)) \quad (4)$$

(2) 支撑顶座质量约束。由于整个机构由小功率伺服电机驱动,所以支撑顶座不宜太重,即设计 l_3 较 l_1 小。但同时要求 R_B 不受 l_3 制约,故设计 l_2 与 l_3 之和大于 l_1 ,有约束条件:

$$\left. \begin{aligned} g_5(l) &= l_3 - l_1 < 0 \\ g_6(l) &= l_1 - (l_2 + l_3) < 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

(3) 极限位置约束。如图 4 所示,当压杆处于极限位置 A 处时,夹紧机构最小工作半径一定大于 l_1 ,所以有约束条件:

$$g_7(l) = \theta_3 - \theta_0^A - \frac{\pi}{2} < 0 \quad (6)$$

$$\theta_0^A = \arccos((l_1 - l_3)/(l_2 + l_4)) \quad (7)$$

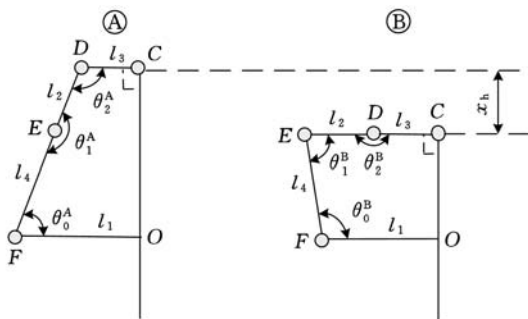


图 4 极限位置简图

此时可以得到夹紧机构工作的最小工作半径 R_A 为

$$R_A = l_1 + l_6 \cos(\pi - \theta_0^A - \theta_4) \quad (8)$$

$$\theta_4 = \arccos((l_6^2 + l_4^2 - l_5^2)/(2l_6l_4)) \quad (9)$$

当压杆处于极限位置 B 处时,根据图 4 所示位置几何关系,有

$$\left. \begin{aligned} \theta_2^B &= \pi \\ \theta_0^B &= \pi - \theta_1^B \\ \theta_1^B &= \arccos((l_2 + l_3 - l_1)/l_4) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

根据图 3 和图 4,可分别得到导块垂直移动距离 H_0 和驱动杆推程 x_h 的解析式:

$$\left. \begin{aligned} H_0 &= l_6 [\sin(\theta_4 + \theta_0^A) - \sin(\theta_4 + \theta_0^B)] \\ x_h &= (l_2 + l_4) \sin \theta_0^A - l_4 \sin \theta_1^B \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

此时可以得到夹紧机构工作的最大工作半径 R_B , 进一步得到夹紧机构工作行程 L :

$$\left. \begin{aligned} R_B &= l_1 + l_6 \cos(\pi - \theta_0^B - \theta_4) \\ L &= R_B - R_A \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

(4) 工作半径范围约束。日常所使用的圆形塑料制品夹持直径一般在 30 ~ 50 cm(本文所述

夹持直径指的是压头与圆形塑料制品接触点所在高度处塑料制品的直径)。塑料制品受力后有弹性压缩量,考虑到被修边塑料制品的夹持直径为最小时也能被有效地夹紧定位,故要求夹紧机构的最小工作半径不大于 14.5 cm,同时被修边塑料制品的夹持直径为最大时也能被放入夹紧区域,故要求夹紧机构的最大工作半径大于 25 cm,即

$$\left. \begin{aligned} g_8(l) &= R_A - 14.5 \text{ cm} \leq 0 \\ g_9(l) &= 25 \text{ cm} - R_B < 0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

(5) 压杆运动稳定性约束。若导块垂直移动距离 H_0 太大,则可能造成压杆在移动过程中翻转而导致压杆卡死,导块垂直移动距离 H_0 越小,压杆的水平运动越平稳。为保证压杆运动的平稳,导块垂直移动距离 H_0 应尽量小,有:

$$g_{10}(l) = H_0 - 5 \text{ cm} \leq 0 \quad (14)$$

(6) 驱动杆推程约束。本文采用的驱动模块由伺服电机、丝杠、移动滑块等组成(文献[1]采用的是气缸驱动),可实现机构动作的精细控制。由于驱动模块垂直安装于夹紧机构下方,驱动杆推程 x_h 过大会导致修边机器人的体积增大,整体结构不够紧凑,故限定驱动杆推程 x_h 的上限值,有:

$$g_{11}(l) = x_h - 5 \text{ cm} \leq 0 \quad (15)$$

2 夹紧机构优化设计数学模型的建立

在最优化设计的问题中,建立正确的数学模型尤为重要。由于 $F(\mathbf{X})$ 恒大于零,故求解目标函数 $F(\mathbf{X})$ 最大值可转化为求解 $-F(\mathbf{X})$ 的最小值。综上所述,建立夹紧机构非线性约束最优问题的数学模型^[6-7]:

$$\left. \begin{aligned} \min(-F(\mathbf{X})) \\ \text{s.t. } g_i(l) < 0 \quad i = 1, 2, \dots, 11 \\ \mathbf{X} \in \Omega \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

其中, Ω 为可行域空间,由变量 l_1, l_2, \dots, l_6 的范围区间组成,各变量上下限值在表 1 中列出。

表 1 优化后的结果 cm

	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6
下限值	2.0000	2.0000	2.0000	5.0000	20.0000	30.0000
上限值	8.0000	9.0000	9.0000	15.0000	30.0000	36.0000
初始设计值	7.0000	5.0000	4.0000	11.0000	25.0000	35.0000
最优值	8.0000	5.0402	4.7848	10.4940	26.5950	36.0000
	R_A	R_B	L	H_0	x_h	
初始设计组	12.9233	25.0400	12.1167	4.5025	4.8996	
优化组	14.4990	27.2690	12.7700	4.9995	4.8637	

本文采用 MATLAB 优化函数库提供的求解有约束的多维非线性规划问题函数 fmincon 求解未知向量 \mathbf{X} 。根据实际经验和相应的预计算,最终选定初始设计向量 $\mathbf{X}_0 = (7.0000 \text{ cm}, 5.0000 \text{ cm}, 4.0000 \text{ cm}, 11.0000 \text{ cm}, 25.0000 \text{ cm}, 35.0000 \text{ cm})$,线性约束条件和非线性约束条件上文均已给出。编辑完程序后运行求解,经过 6 次迭代后优化求解结束。迭代过程中夹紧机构最大工作半径 R_B 值的变化曲线如图 5 所示。从表 1 中的优化结果可以看出, R_B 值最大时 l_1, l_6 的取值均达到上限值。优化组 R_B 值较初始设计组增长了 8.90%, 所得的优化结果能够更好地满足夹紧机构的工作要求。

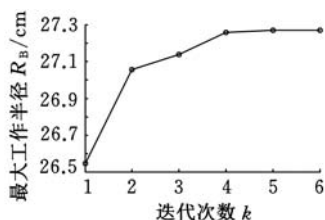


图 5 迭代过程曲线

3 夹紧机构运动学实例分析

3.1 驱动杆与压杆之间位移关系

由以上分析,进一步可导出夹紧机构收紧时单个压杆的位移 y_l 与驱动杆位移 x_h 的关系式。建立直角坐标系如图 6 所示,图中,实线为各杆处于极限位置[ⓑ]时的位置,且设定为夹紧机构工作的初始位置,虚线为收紧过程中某时刻各杆的位置。由图 6 分析可知, D' 的坐标为 $(-l_3, x_h + l_4 \sin\theta_1^B)$, F 的坐标为 $(-l_1, 0)$ 。定义 $\angle D'F = l_7$, $\alpha = \angle D'FO$, $\beta = \angle E'FD'$, 结合图 4 分析,有

$$\left. \begin{aligned} l_7 &= D'F = \sqrt{(l_1 - l_3)^2 + (x_h + l_4 \sin\theta_1^B)^2} \\ \cos\alpha &= (l_1 - l_3)/l_7 \\ \cos\beta &= (l_4^2 + l_7^2 - l_2^2)/(2l_4 l_7) \\ y_l &= -l_6 \cos(\theta_0^B + \theta_4) + l_6 \cos(\alpha + \beta + \theta_4) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

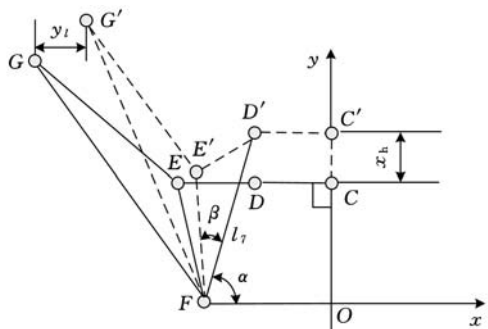


图 6 收紧过程运动简图

由式(17)易推出

$$\left. \begin{aligned} y_l &= f(x_h) \\ x_h &= f^{-1}(y_l) \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

其中, $x_h \in [0, (l_2 + l_4) \sin \theta_0^A - l_4 \sin \theta_1^B]$, θ_0^A 、 θ_4 、 θ_0^B 、 θ_1^B 已由式(7)、式(9)、式(10)给出。

采用表 1 中优化后的各杆长度数据, 代入式(17)、式(18), 得出压杆位移 y_l 随驱动杆位移 x_h 变化的曲线, 如图 7 所示。可以看出, 当驱动杆行程为 0~3.4350 cm 时, 压杆收紧位移量小于驱动杆的位移量, 压杆收紧位移量增幅缓慢。当驱动杆行程大于 3.4350 cm 时, 压杆收紧位移量大于驱动杆的位移量, 压杆收紧位移量迅速增大。

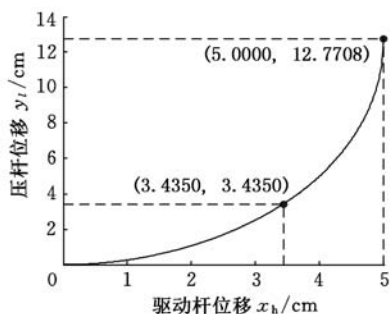


图 7 驱动杆与压杆位移关系曲线

3.2 驱动杆速度规划

当圆形塑料制品夹持直径较小时, 压杆收缩压紧过程的位移 y_l 较大, 为提高修边机器人的工作效率, 需对驱动杆的速度进行规划以保证压杆收缩压紧过程的时间适当。以夹持直径 $d = 40$ cm 的圆形塑料制品为例, 对驱动杆速度曲线进行规划。由图 8 所示的驱动杆与压杆速率比值随驱动杆运动位移变化曲线可以看出, 当驱动杆位移小于 4.5386 cm 时, 压杆与驱动杆速率比值增幅缓慢, 而当驱动杆位移大于 4.5386 cm 时压杆与驱动杆速率比值增幅迅速增大。所以, 当圆形塑料制品产品的夹持直径较小时, 驱动杆规划速度应该先大后小。

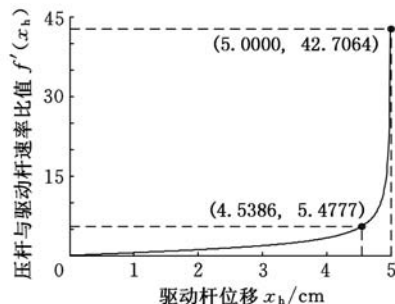


图 8 驱动杆与压杆速率比值随驱动杆运动位移变化图

为使压杆接触到圆形塑料制品时的冲击力较小, 限制压杆的接触速度为 1 cm/s 左右。另外, 压杆头装有压力传感器, 可实现压紧力的闭环控

制^[8], 实现对加工对象圆形塑料制品产品的双重保护。

由式(18)可求出驱动杆行程 $x_h = f^{-1}(R_B - d/2) = 4.5386$ cm, 根据图 8 所示的速率比值曲线, 可知 $f'(x_h = 4.5386) = 5.4777$, 也即驱动杆运动到位移 4.5386 cm 处时, 压杆运动速率约为驱动杆运动速率的 5.5 倍, 故驱动杆的末速度大小设计为 0.2 cm/s。依此, 对驱动杆速度 v_m 规划的曲线如图 9 所示。

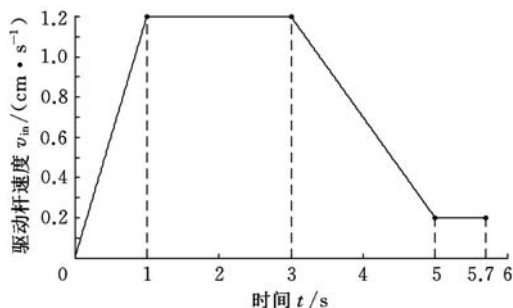


图 9 驱动杆速度规划曲线

压杆跟随速度 v_{out} 随时间变化曲线如图 10 所示, 从图 10 中可以看出, 压杆的接触速度约为 1.1 cm/s, 达到了设计要求。

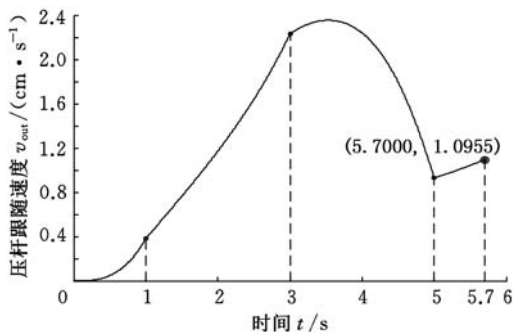


图 10 压杆跟随速度曲线

4 结语

本文对修边机器人夹紧机构的优化设计进行了研究, 建立了该机构优化设计的数学模型。以设计的夹持直径在 30~50 cm 的圆形零件夹紧机构为例, 分析并得到了压杆位移、两杆速率比随驱动杆位移变化的曲线图, 并据此以夹持直径 $d = 40$ cm 的圆形塑料制品修边为例, 对驱动杆的输入速度进行了规划, 所得的压杆输出速度很好地满足了夹持机构压杆的运动设计要求。仿真分析结果表明, 本文所建立的修边机器人夹紧机构优化设计模型是可行的, 优化结果是有效的, 其优化设计方法对修边机器人的设计具有一定的参考价值, 具有较好的现实意义。

(下转第 412 页)

效果明显。与原涡轮相比,改进后的涡轮超速可靠性明显提高,能够满足增压器涡轮的使用要求。

参考文献:

- [1] 王增全,王正. 车用涡轮增压器结构可靠性[M]. 北京:科学出版社,2013.
- [2] 朱大鑫. 涡轮增压与涡轮增压器[M]. 北京:机械工业出版社,1992.
- [3] 王正,王增全,郭凯,等. 增压器涡轮叶轮极端载荷下动态可靠性模型[J]. 农业机械学报,2011,42(7): 32-35.
Wang Zheng, Wang Zengquan, Guo Kai, et al. Dynamic Reliability Model of Turbine Impeller of Turbocharger under Ultimate Load[J]. Transactions on the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 32-35.
- [4] 陈晓伟,朱梅林,徐凯,等. 涡轮增压器压气机叶片静强度可靠性分析[J]. 华中理工大学学报,1999,27(11): 51-52, 55.
Chen Xiaowei, Zhu Meilin, Xu Kai, et al. A New Approach to Calculate Safety Index of the ICE Components[J]. Journal of Huazhong University of Science & Technology, 1999, 27(11): 51-52, 55.
- [5] Ronold K O, Larsen G C. Reliability-based Design of Wind-turbine Rotor Blades Against Failure in Ultimate Loading[J]. Engineering Structures, 2000, 22: 565-574.
- [6] 王正,谢里阳. 机械时变可靠性理论与方法[M]. 北京:科学出版社,2012.
- [7] 王正,康锐,谢里阳. 以载荷作用次数为寿命度量指标的失效相关系统可靠性建模[J]. 机械工程学报,2010,46(6): 188-194.
Wang Zheng, Kang Rui, Xie Liyang. Reliability Modeling of Systems with Dependent Failure When the Life Measured by the Number of Load Application[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(6): 188-194.

(编辑 苏卫国)

作者简介:王正,男,1981年生。中国北方发动机研究所柴油机增压技术重点实验室研究员、博士。主要研究方向为涡轮增压技术、柴油机可靠性技术、机械系统可靠性等。王增全,男,1962年生。中国北方发动机研究所柴油机增压技术重点实验室研究员,中国兵器工业集团首席技术专家。何洪,男,1963年生。中国北方发动机研究所柴油机增压技术重点实验室研究员。郭凯,男,1983年生。中国北方发动机研究所柴油机增压技术重点实验室助理研究员。王晋伟,男,1964年生。中国北方发动机研究所柴油机增压技术重点实验室副研究员。赵力明,男,1973年生。中国北方发动机研究所柴油机增压技术重点实验室工程师。

(上接第 390 页)

参考文献:

- [1] 张正亚,李峰平,陈雨豪,等.一种自动定位塑料盆修边机:中国,201520175322.X[P].2015-02-26.
- [2] 李焯健,孙宇,胡峰峰.多杆高速机械压力机机构优化设计[J].中国机械工程,2015,26(1): 31-36.
Li Yejian, Sun Yu, Hu Fengfeng. Optimization Design for Multi-linkage of High-speed Mechanical Press[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(1): 31-36.
- [3] 马世平.基于 MATLAB 的六连杆打纬机构优化设计及仿真[J].纺织学报,2006,27(3): 40-42.
Ma Shiping. Optimal Design and Simulation on 6-link Beating Construction Base on MATLAB[J]. Journal of Textile Research, 2006, 27(3): 40-42.
- [4] 罗中华,杨雨.揉面机四杆机构的优化设计[J].机械设计,2013,30(6):44-47.
Luo Zhonghua, Yang Yu. Optimization Design for Four-link Mechanism of Dough Mixer[J]. Journal of Machine Design, 2013, 30(6): 44-47.
- [5] 宋清玉,李建,殷文齐.基于多目标的机械压力机六连杆机构设计[J].农业机械学报,2012,43(4): 225-229.
Song Qingyu, Li Jian, Yin Wenqi. Mechanical Press Six-link Mechanism Design Based on Multi-objective [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4): 225-229.
- [6] 蒋铮.垃圾转运设备翻转机构仿真及优化[D].扬州:扬州大学,2014.
- [7] 杨春峰,张盛,李云鹏,等.机械压力机六连杆机构优化设计[J].大连理工大学学报,2013,53(1): 64-70.
Yang Chunfeng, Zhang Sheng, Li Yunpeng, et al. Optimization Design for Six-bar Linkage of Mechanical Press[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2013, 53(1): 64-70.
- [8] 陈奇福,吴敏,安剑奇.模糊 PID 控制在高炉炉顶压力控制系统中的应用[J].冶金自动化,2010,33(3): 152-158.
Chen Qifu, Wu Min, An Jianqi. Application of a Hybrid fuzzy-PID Scheme to Top Pressure Control of Blast Furnace[J]. Metallurgical Industry Automation, 2010, 33(3): 152-158.

(编辑 苏卫国)

作者简介:李峰平,男,1978年生。温州大学机电工程学院副教授。主要研究方向为制造系统与自动化工程。张正亚,男,1988年生。温州大学机电工程学院硕士研究生。周斯加,男,1981年生。温州大学机电工程学院讲师、博士。