

[新设备·新材料·新方法]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2020.04.013

# 真空包装整形装置对合机构的优化设计

何笑颜, 陆佳平, 葛 昭, 练小凤

(江南大学 机械工程学院, 江苏 无锡 214122)

**摘 要:**针对一种用于分体式整形装置的对合机构,课题组为了减小其运动过程中由于惯性力产生的机械振动,将装置运动简化为曲柄滑块运动。根据对合机构运动的初始和结束状态,利用几何关系建立约束方程使得2滑块运动状态基本一致,再利用解析法对平面机构进行运动学分析,在SolidWorks运动算例中得到滑块的运动特性,并选取2个角度参数验证了数值计算与实际运动相吻合;利用MATLAB优化工具,以曲柄杆长为设计变量,曲柄摆动角度以及压力角大小为约束条件,滑块加速度峰值最小为设计目标,进行优化。结果表明:当曲柄长为100.46 mm时,滑块加速度最大可降低45.33%。

**关 键 词:**真空包装;整形装置;对合机构;运动分析;MATLAB

中图分类号:TB486;TH133.5 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2020)04-0069-05

## Design of Coupling Mechanism of Vacuum Packaging Shaping Device

HE Xiaoyan, LU Jiaping, GE Zhao, LIAN Xiaofeng

(School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

**Abstract:** Based on a coupling mechanism for a split-type shaping device, aiming to reduce the mechanical vibration caused by inertial force during the process of movement. Research group simplified the movement of device to movement of crank slider, and established constraint equations to make sure two sliders always in an approximately same state. Then, research group used analytical method to analyse kinematics characteristics of coupling mechanism and verifying the whole movement through simulation in SolidWorks. Last, with crank lever length as the design variable, crank swing angle and pressure angle as the constraint conditions, and the minimum slider acceleration peak as the design goal, using optimization tool in MATLAB optimized. The results show that when the crank length is 100.46 mm, the maximum acceleration of slider can be reduced by 45.33%.

**Keywords:** vacuum packaging; shaping device; coupling mechanism; kinematic analysis; MATLAB

小定量真空整形包装机适用于各种颗粒状物料,在通用的真空包装机<sup>[1]</sup>中引入整形技术可得到外形美观,形状规整的包装件,不仅可以促进销售,还大大降低了仓储和运输的成本,特别适用于粮食、饲料和化工等行业<sup>[2-3]</sup>。而此类包装机设计的关键技术在于实现整形与抽真空之间的高效联动,目前常采用一体式模具与腔室真空相结合的方法,产线单一且效率低下,甚至还需要人工介入;也偶见分体式模具与抽口式真空法<sup>[4]</sup>相结合,虽然在一定程度上提高了效率,但整形板之间并不能保持动作的一致性,且由于在高速运动中,整形板自身的惯性力将导致装置产生较强的振

动,从而直接影响包装效果以及装置的使用寿命。课题组基于一种分体式整形模具,采用曲柄滑块机构实现装置对合开闭动作,对其进行运动学仿真并对关键的曲柄长度进行优化分析,减小装置惯性力。

### 1 对合机构原理及技术要求

课题组研究的分体式整形装置采用5块活动板组合而成,通过更换整形板即可适用于多规格的真空包装。5块整形板中,由前、后板最初对包装件进行限位,因此要求其有较好的联动性和同步性。如图1所示,整形前、后板以物料包为对称中心,在水平轨道上同时完成对合开闭动作。对合机构最终需要实现水平

收稿日期:2019-12-29;修回日期:2020-05-10

第一作者简介:何笑颜(1995),女,湖南湘潭人,硕士,主要研究方向为包装技术工程。通信作者:陆佳平(1964),男,江苏太仓人,硕士,副教授,主要研究方向为包装工艺与机械。E-mail:lu-jp@126.com

方向上的位移,且要保证所连接的整形板具有相同的运动特性,平面的曲柄滑块机构可以通过简单的设计实现特定的运动轨迹,在曲柄上设置旋转中心即可分别带动所连滑块同步动作,且动作简洁,承载能力较高<sup>[5]</sup>。

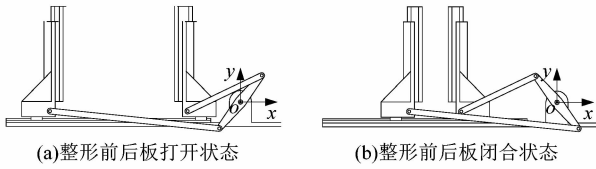


图1 整形前、后板打开和闭合状态

Figure 1 Open state and close state of shaping device

该机构为间歇往复运动,原动力由气缸提供,气缸铰链接于固定机架,推动曲柄绕旋转中心转过一定角度,从而带动前、后两块整形板实现对合开闭运动。图1(a)所示为整形前后板的打开状态;图1(b)所示为整形前后板的闭合状态,此时两块整形板之间的距离刚好等于包装件整形所需要达到的宽度。整形前后板在单向运动过程中的位移分别为  $s_1$  和  $s_2$ ,要求  $s_1 = s_2$ 。

## 2 机构参数设计与运动学分析

### 2.1 参数设计

设杆  $BC$  长为  $l_1$ ,  $O$  为杆  $CD$  的中点,  $CO = DO = l_2$ , 杆件  $AD = l_3$ 。各杆件运动前后与水平方向的夹角如图2所示。根据机构布局要求设定  $O$  点距离滑块水平位移的垂直距离  $e = 24$  mm, 根据整形要求,当机构处于闭合状态时,  $A'B' = 140$  mm, 2滑块的位移为  $s_1 = s_2 = 115$  mm, 设定杆长  $l_1 = 220$  mm, 初始打开状态  $l_1$  与水平方向的夹角  $\alpha_1 = 25^\circ$ 。根据机构运动的初始和结束状态参数可得出各杆件的长度以及各角度参数<sup>[6-7]</sup>。

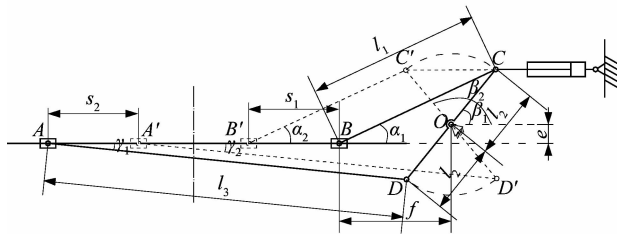


图2 整形机构简图

Figure 2 Schematic diagram of shaping device

初始状态时,在  $\triangle BOC$  中,取杆  $BC, OC$  在坐标轴  $x$  和  $y$  上的投影可得:

$$l_1 \sin \alpha_1 = l_2 \sin \beta_1 + e; \quad (1)$$

$$l_1 \cos \alpha_1 = l_2 \cos \beta_1 + f. \quad (2)$$

在  $\triangle AOD$  中,取杆  $AD, OD$  在坐标轴  $x$  和  $y$  上的投影可得:

$$l_2 \cos \beta_1 + l_3 \cos \gamma_1 = f + A'B' + s_1 + s_2; \quad (3)$$

$$l_2 \sin \beta_1 = l_3 \sin \gamma_1 + e. \quad (4)$$

同理可得结束状态时各杆件在  $x$  轴和  $y$  轴的投影关系:

$$l_1 \cos \alpha_2 - l_2 \cos \beta_2 = f + s_1; \quad (5)$$

$$l_1 \sin \alpha_2 = l_2 \sin \beta_2 + e; \quad (6)$$

$$l_3 \sin \gamma_2 + e = l_2 \sin \beta_2; \quad (7)$$

$$l_3 \cos \gamma_2 = f + A'B' + s_1 - l_2 \cos \beta_2. \quad (8)$$

联立公式(1)~(8),利用 MATLAB 可得出对合机构参数如下:

$$l_2 = 89.80 \text{ mm}; l_3 = 456.61 \text{ mm}; f = 141.89 \text{ mm};$$

$$\alpha_2 = 25.01^\circ; \beta_1 = 50.21^\circ; \beta_2 = 129.88^\circ; \gamma_1 = 5.66^\circ;$$

$$\gamma_2 = 5.66^\circ.$$

### 2.2 运动学分析

如图3所示,各构件组成一个封闭矢量多边形,即  $OCBADO$ , 根据封闭矢量法<sup>[8]</sup>可知,在封闭矢量多边形中,各矢量之和必等于零。即

$$OC + CB = OD + DA + AB. \quad (9)$$

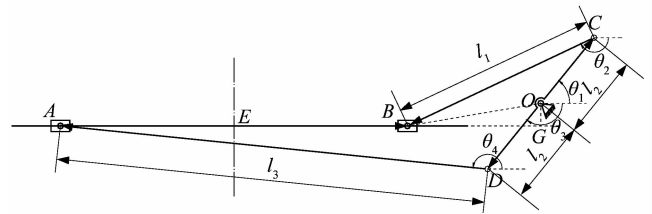


图3 封闭矢量多边形

Figure 3 Closed vector polygon

设杆件  $OC, CB, OD, DA$  矢量的方位角分别为  $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$  ( $O$  为原点,以  $x$  轴逆时针方向为正向<sup>[9]</sup>)。将机构的封闭矢量方程式(9)写成在坐标轴  $x$  和  $y$  上的投影式有:

$$l_2 \cos \theta_1 + l_1 \cos \theta_2 = l_2 \cos \theta_3 + l_3 \cos \theta_4 + AB; \quad (10)$$

$$l_2 \sin \theta_1 - l_1 \sin \theta_2 = -l_2 \sin \theta_3 + l_3 \sin \theta_4. \quad (11)$$

在  $\triangle BCO$  中,根据余弦定理有

$$BO^2 = BC^2 + OC^2 - 2BC \cdot OC \cos \angle BCO. \quad (12)$$

由图3可得几何关系有:

$$\angle BCO = \theta_1 + \theta_2 - 180^\circ; \quad (13)$$

$$BC^2 = BO^2 - OG^2; \quad (14)$$

$$AB = 2BE = 2(EG - BG). \quad (15)$$

由2.1可知各杆件的长度,杆  $OC, OD$  的矢量方位角  $\theta_1, \theta_3$  以及  $EG$ 。联立公式(12)~(15)可得2滑块相对距离:

$$AB = 2(EG - \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - e^2 + 2l_1 l_2 \cos(\theta_1 + \theta_2)}). \quad (16)$$

联立公式(10),(11)和(16)可得:

$$\theta_2 = \frac{\sqrt{[a^2(b+d)(b-d)-f][a^2(d+c)(d-c)+f]} + a \cdot h}{a^2(b-d)(c-d) + f}; \quad (17)$$

$$\theta_4 = \frac{-\sqrt{[a^2(b+d)(b-d)-f][a^2(d+c)(d-c)+f]} + a \cdot j}{a^2(d-b)(d+c) + f}。 \quad (18)$$

式中:

$$a = \theta_1^2 + 1; \quad (19)$$

$$b = l_1 + l_3; \quad (20)$$

$$c = l_1 - l_3; \quad (21)$$

$$d = 2|EG|; \quad (22)$$

$$f = 16\theta_1^2 l_2^2; \quad (23)$$

$$h = 8\theta_1 l_1 l_2; \quad (24)$$

$$j = 8\theta_1 l_2 l_3。 \quad (25)$$

滑块1(B点)和滑块2(A点)的位移:

$$x_1 = l_1 \cos \theta_2 + l_2 \cos \theta_1; \quad (26)$$

$$x_2 = l_3 \cos \theta_4 - l_2 \cos \theta_1。 \quad (27)$$

对时间求一阶导数,可得2滑块的速度:

$$\dot{x}_1 = -l_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 - l_2 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1; \quad (28)$$

$$\dot{x}_2 = -l_3 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 + l_2 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1。 \quad (29)$$

对时间求二阶导数,可得2滑块的加速度:

$$\ddot{x}_1 = -l_1(\ddot{\theta}_2 \sin \theta_2 + \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2) - l_2(\ddot{\theta}_1 \sin \theta_1 + \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_1); \quad (30)$$

$$\ddot{x}_2 = -l_3(\ddot{\theta}_4 \sin \theta_4 + \dot{\theta}_4^2 \cos \theta_4) + l_2(\ddot{\theta}_1 \sin \theta_1 + \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_1)。 \quad (31)$$

### 3 仿真与优化分析

#### 3.1 仿真分析

将公式(1)~(8)得出的解作为模型建立的具体参数,利用 SolidWorks<sup>[10-11]</sup> 软件建模并用 Motion 插件模拟其运动过程。设曲柄往复为一个运动循环,摆动一次耗时0.8 s,中间停顿4.0 s,即整个运动周期为5.6 s。设曲柄 CD 初始位置夹角为  $\theta_1$ ,运动过程中的摆角为  $\theta$ 。利用 MATLAB 对上文所有方程式进行编程,则可得到杆件与滑块的运动特性。

$\theta_2$  和  $\theta_4$  的角位移如图4所示,将角位移代数式与运动仿真位移曲线图对比可得,其数值计算与仿真分析完全吻合,验证了运动过程,表明文中所建立的运动方程可以按照预期实现动作。

除此之外,针对2滑块的运动特性可得出如图5所示的位移、速度与加速度随时间变化的曲线。由图5(a)和(b)可得,滑块1和滑块2在运动过程中位移与速度变化趋势基本一致,符合预期设计要求。另外,由图5(c)可得,滑块在往复运动过程中加速度峰值较大,易产生较强的机械振动,后续将针对这一特点进行优化分析。

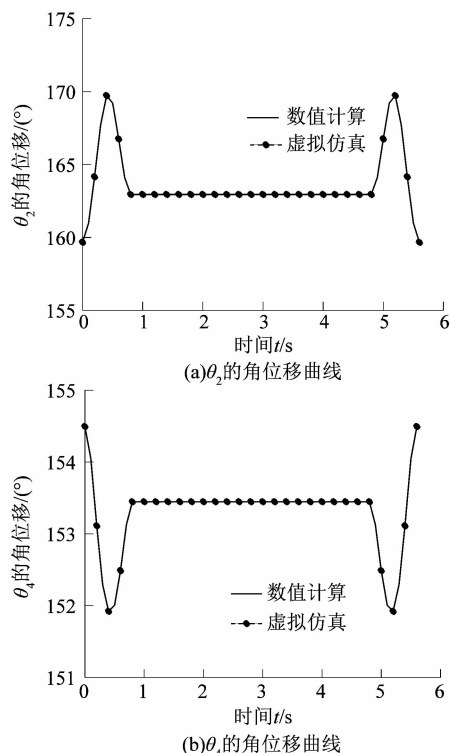


图4  $\theta_2$  和  $\theta_4$  角位移曲线

Figure 4 Angular displacement curve of  $\theta_2$  and  $\theta_4$

#### 3.2 优化分析

连杆机构在运动过程中易产生惯性力,且平衡性不够好,对于课题组所选用的机构,由于在曲柄 CD 摆动过程中要求动作时间尽可能短,因此设定的角速度较大,从而导致滑块沿水平方向的加速度随之增大,在运动停止的瞬间将产生较强的机械振动。因此,在满足机构动作实现的同时,对杆件长度进行优化设计,使得滑块的加速度尽可能减小,实现较为平缓的运动<sup>[12-13]</sup>。

确定设计变量:由公式(1)~(8)可知,曲柄 CD 连接杆 BC 和 AD 是对合机构中最为关键的部分,因此确定杆长  $l_2$  为独立变量。

确定约束条件:为保证平面连杆机构的传动性能,一般要求运动过程中压力角  $\alpha < 30^\circ$ ;另外给定曲柄 CD 的摆动角度  $\theta = 80^\circ$ 。

确定目标:为使机构运动平缓,则要最小化滑块的加速度峰值,建立目标函数:

$$f_{\min}(x) = \max(|\ddot{x}|)。 \quad (32)$$

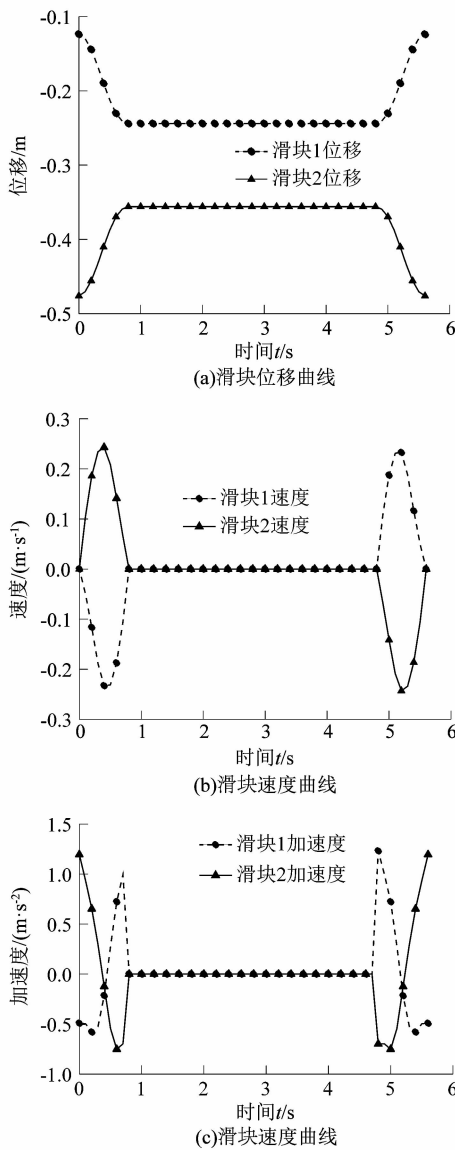


图5 滑块位移、速度和加速度曲线  
Figure 5 Displacement, speed and acceleration curve of slider

利用 MATLAB<sup>[14-16]</sup> 进行优化求解可得,当  $l_2 = 50.23 \text{ mm}$  时,滑块1沿  $x$  轴正向的加速度峰值由原来的  $1.23 \text{ m/s}^2$  优化成  $0.72 \text{ m/s}^2$ ,下降了  $41.46\%$ ;沿  $x$  轴负向的加速度峰值由原来的  $-0.58 \text{ m/s}^2$  优化成  $-0.36 \text{ m/s}^2$ ,下降了  $37.93\%$ 。滑块2沿  $x$  轴正向的加速度峰值由原来的  $1.20 \text{ m/s}^2$  优化成  $0.68 \text{ m/s}^2$ ,下降了  $43.33\%$ ;沿  $x$  轴负向的加速度峰值由原来的  $-0.75 \text{ m/s}^2$  优化成  $-0.41 \text{ m/s}^2$ ,下降了  $45.33\%$ 。另外,如图6所示,2滑块在优化前沿  $x$  轴运动时加速度峰值以及变化特性有较大的差别,而经过优化后的加速度特性趋于一致,机构联动性和加速度同步性得到较大的提升。

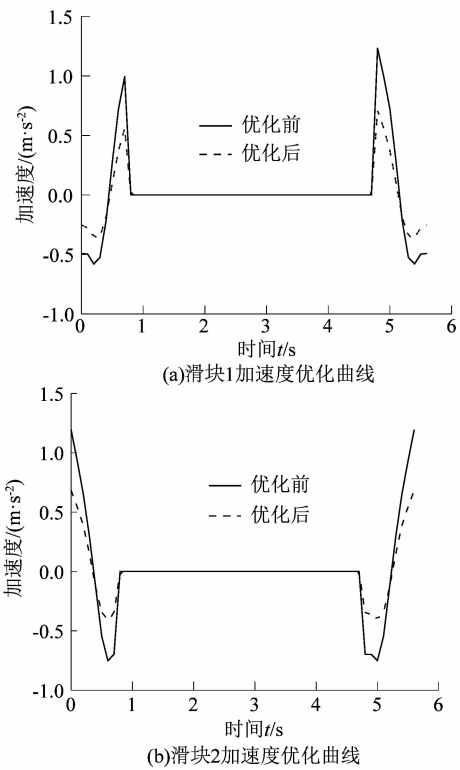


图6 滑块1和2加速度优化曲线  
Figure 6 Acceleration optimization curves of slider 1 and 2

#### 4 结语

针对对合机构运动过程中惯性力所产生机械振动的问题,课题组建立了机构动作的运动学模型,通过建立角度参数表达式与机构仿真分析对比验证了机构动作的可实行性。通过机构仿真得到滑块位移、速度与加速度的变化特征曲线,并在保证机构动作实现和装置空间允许的情况下,对机构曲柄长度进行优化计算,最终滑块1正向加速度峰值下降了  $41.46\%$ ,负向加速度峰值下降了  $37.93\%$ ;滑块2正向加速度峰值下降了  $43.33\%$ ,负向加速度峰值下降了  $45.33\%$ ,很大程度上减弱了优化前产生的机械振动。

#### 参考文献:

- [1] 魏一迪,周泽华.一种应用于小型散装食品加工厂的真空包装机的设计[J].科技与创新,2017(9):142.
- [2] 刘德超.我国粮食包装的现状与发展趋势[J].淮北职业技术学院学报,2017,16(4):101-102.
- [3] 蔡碧蕾,叶凯.振动式真空整形机的设计[J].包装与食品机械,2010,28(5):24.
- [4] 彭智松,杨传民,王心宇.多工位高速真空包装机研发及包装效果评价[J].包装工程,2015,36(5):83.
- [5] 王志强.高速立体真空包装机的研发[J].粮食与饲料工业,2018(4):7.