

# 食品包装热成型机电动八杆开合模机构的运动及受力分析

Motion and force analysis of mold open-closing mechanism with electric eight-bar for food packaging thermoforming machine

谢志刚<sup>1</sup> 陈小芹<sup>1</sup> 许智扬<sup>2</sup>

XIE Zhigang<sup>1</sup> CHEN Xiaoqin<sup>1</sup> XU Zhiyang<sup>2</sup>

(1. 汕头职业技术学院, 广东 汕头 515078; 2. 广东依明机械科技有限公司, 广东 潮州 521000)

(1. Shantou Polytechnic College, Shantou, Guangdong 515078, China;

2. Guangdong Yiming Machinery Technology Co., Ltd., Chaozhou, Guangdong 521000, China)

**摘要:**目的:解决热成型机的核心部件开合模机构相关杆件设计及其分析技术难题。方法:运用解析法阐述了一种热成型机的电动八杆开合模机构的运动和受力分析。结果:基于实例计算得到执行滑块位移与曲柄转角关系曲线,并进一步推导了速度和加速度变化规律;同时还揭示了片材挤压阶段的理论合模力和各杆件受力变化趋势及特点。结论:实现了在不具备专业软件的条件对电动八杆开合模机构的分析,缩短了设计和试制周期。

**关键词:**热成型机;开合模机构;八杆;连杆机构;食品包装

**Abstract: Objective:** To solve the technical problems in the design and analysis of the core parts of the mold open-closing mechanism related rod. **Methods:** The motion and force analysis of mold open-closing mechanism with an electric eight-bar was described in detail by using the analytical method. **Results:** Based on the example calculation, the relationship curve between the displacement of the slider and the crank angle was obtained, and the variation law of velocity and acceleration was further deduced. Meanwhile, the theoretical clamping force, the changing trend and the characteristics of each member force in the sheet extrusion process were analyzed. **Conclusion:** The method solves the implemented analysis of the electric eight-bar linkage mechanism without the need for professional software, shortening the design and prototyping cycles.

**Keywords:** thermoforming machine; mold open-closing mechanism; eight-bar; linkage mechanism; food packaging

食品包装热成型机(简称热成型机)是将塑料片材经

**基金项目:**广东省教育厅“机电一体化技术”高水平专业群项目(编号:GSPZYQ2020030);广东省普通高校重点领域专项(高端装备制造)(编号:2023ZDZX3084)

**作者简介:**谢志刚(1973—),男,汕头职业技术学院副教授,博士。E-mail: xzhg2008@163.com

**收稿日期:**2023-04-06 **改回日期:**2023-11-12

加热、合模夹紧密封、负压成型、冷却定型和开模取件等一系列连续动作,加工成杯、碟和盘等开口空心状制品的塑料加工机械。其制品质量和成型效率不仅与高精度模具有关,还与辅助模具成型、冷却及脱模等工序的开合模机构性能有关。开合模机构作为热成型机的核心部件,既要保持一定的锁模力,又需满足成型所需要的停歇时间,并在既定工艺时间内完成开模及合模动作<sup>[1]</sup>,因而必须针对不同的制品及其生产工艺参数而定制设计,且相关杆件设计及其分析已成为业内工程技术人员普遍面临的技术难题。

陆鹏飞等<sup>[2-4]</sup>使用 ADAMS 软件分别对挤压成形六杆机构、执行机构末端夹爪和理盖机等进行了运动和动力分析,以期提高机构运动平稳性,从而提高加工精度。郭永增<sup>[5]</sup>提出了采用多软件协同开展电动合模机构的优化设计,涉及软件包括 ADAMS、MATLAB 和 ANSYS 等。何添成等<sup>[6-7]</sup>基于遗传算法分别进行了肘杆机构和回转复合压曲机的优化设计。王晨光等<sup>[8]</sup>对制杯机五孔斜排双曲肘合模机构进行了稳健设计研究。这些方法需要扎实的理论基础和娴熟的软件使用经验,尤其在不具备专业软件的条件,其工程实际应用性受到一定限制。

在广东某食品包装机械厂生产实践基础上,研究拟采用解析法对塑料热成型机的八杆开合模机构进行运动和力学分析,以期缩短设计和试制周期,适应现代化生产对专机的供给需求,从而提高市场竞争力。

## 1 热成型机八杆开合模机构设计

热成型机的开合模机构在辅助完成合模、成型、冷却和开模等动作时,要求工作过程无冲击,开模合模迅速、成型稳定,并能够实现停留保证一定的冷却时间。目前的开合模机构多为六杆曲肘式,以液压或电机为原动件,也有设计成凸轮曲柄连杆式,凸轮虽然可以通过轮廓曲线的设计实现对工作行程、停留时间等技术要求,但由于引入高

副,传力性能往往不足,并降低了设备寿命。研究在液压六杆曲肘式开模机构的基础上,将液压缸换成电动曲柄滑块,进而设计更加精准、快捷的八杆开合模机构(见图1)。

1.1 机构运动简图

图1的开合模机构运动简图采用双滑块八杆机构,自由度为  $f = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 = 1$ ,原动件为曲柄 AB,以匀角速度  $\omega$  转动,通过滑块 C 及各杆件进行运动和动力的传递,并实现机械增益,最终传递给起执行作用的滑块 F,滑块 F 为热成型机的下模板,在连杆推动下其与上模板合模,完成制品成型动作。

1.2 运动分析

双滑块机构设计的关键条件必须满足  $l_{AA'} = l_{CD}$ ,此条件下,滑块 F 位移  $s$  与 7 个参数相关,即

$$s = s(l_{AB}, l_{BC}, l_{CD}, l_{DE}, l_{DF}, l_{A'E}, \Phi). \quad (1)$$

绘制图1所示曲柄 AB 某转角时各构件位置关系,其难点在于如何确定 D 点:先确定 C 点位置,以 C 点为圆心,以  $l_{CD}$  为半径画圆弧,同时,以固定铰支点 E 为圆心,以  $l_{DE}$  为半径画圆弧,两个圆弧的交点即为 D 点。将图1中的下止点位置定义为位移 0 点,此时原动件曲柄 AB 处于竖直位置,定义其初始转角  $\Phi$  为  $0^\circ$ ,经几何解析分析及计算,得到滑块 F 位移与曲柄 AB 转角的关系,其计算过程详见表1。

为便于计算,令

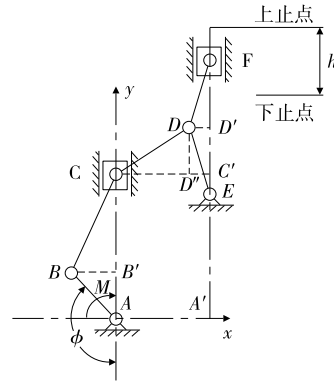


图1 开合模机构运动简图

Figure 1 Motion diagram of mold open-closing mechanism

$$l_{C'E} = l_{AC} - l_{A'E} = l_{AB} \sin(\Phi - 90) + \sqrt{l_{BC}^2 - l_{AB}^2 \cos^2(\Phi - 90)} - l_{A'E} = W.$$

由表1中的直角  $\triangle CDD'$  与直角  $\triangle EDD'$  的尺寸关系,推导出  $a\Delta^2 + b\Delta + c = 0$ ,解得 DE 杆的 y 轴投影缩量(由于  $\Delta = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \gg h$ ,舍去):

$$\Delta = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}. \quad (2)$$

其中,  $a = 4l_{CD}^2 + 4W^2$ ,  $b = 4W(l_{DE} - W)^2 - 8l_{CD}^2 l_{DE}$ ,  $c = (l_{DE} - W)^2$ 。

表1 滑块 F 位移与曲柄 AB 转角关系计算过程

Table 1 Calculation process of the relationship between slider F displacement and crank AB rotation angle

项目	尺寸计算关系
AB 杆 y 轴投影 $l_{AB'}$	$l_{AB'} = l_{AB} \sin(\Phi - 90)$
AB 杆 x 轴投影 $l_{BB'}$	$l_{BB'} = l_{AB} \cos(\Phi - 90)$
BC 杆 y 轴投影 $l_{B'C}$	$l_{B'C} = \sqrt{l_{BC}^2 - l_{AB}^2 \cos^2(\Phi - 90)}$
AC 两点距离长度 $l_{AC}$	$l_{AC} = l_{AB'} + l_{B'C}$
AE 两点 y 轴距离 $l_{A'E}$	$l_{A'E}$
CE 两点 y 轴距离 $l_{C'E}$	$l_{C'E} = l_{AC} - l_{A'E}$
DE 杆 y 轴投影缩量 $\Delta$	$\Delta = l_{DE} - l_{D'E}$
直角三角形 $CDD'$ 与直角三角形 $EDD'$ 的尺寸关系	$l_{CC'} = l_{CD} = l_{AA'}$ (已知) $l_{D'D} = l_{C'D'} = l_{DE} - \Delta - l_{C'E}$ $l_{DD'} = l_{D'C'} = \sqrt{l_{DE}^2 - (l_{DE} - \Delta)^2}$ $l_{CD'} = l_{CC'} - l_{D'C'} = l_{CD} - l_{DD'}$ $l_{CD'}^2 + l_{D'D}^2 = l_{CD}^2$
直角三角形 $DD'F$ 的 $l_{D'F}$	$l_{D'F} = \sqrt{l_{DF}^2 - l_{DD'}^2}$
DF 杆 y 轴投影缩量 $\Delta'$	$\Delta' = l_{DF} - l_{D'F}$
下止点时 DE 杆和 DF 杆 y 轴投影缩量	$\Delta(0) + \Delta'(0)$
上止点时 DE 杆和 DF 杆 y 轴投影缩量	$\Delta(180) + \Delta'(180)$
任意角度时模台距下止点位移 $s$	$s = \Delta(0) + \Delta'(0) - [\Delta(\Phi) + \Delta'(\Phi)]$
滑块 F(下模板)行程 $h$	$h = [\Delta(0) + \Delta'(0)] - [\Delta(180) + \Delta'(180)]$

当  $\Phi = 180^\circ$  时,  $DF$  杆  $y$  轴投影缩量

$$\Delta'(180) = l_{DF} - \sqrt{l_{DF}^2 - l_{DE}^2 - (l_{DE} - \Delta)^2}. \quad (3)$$

当转角  $\Phi = 180^\circ$  下模板行程

$$h = [\Delta(0) + \Delta'(0)] - [\Delta(180) + \Delta'(180)]. \quad (4)$$

当转角  $\Phi$  为任意角度时, 最终求得下模板距离下止点的位移

$$s = s(l_{AB}, l_{BC}, l_{CD}, l_{DE}, l_{DF}, l_{A'E}, \Phi) = \Delta(0) + \Delta'(0) - [\Delta(\Phi) + \Delta'(\Phi)]. \quad (5)$$

### 1.3 算例分析

根据热成形机的规格尺寸并结合类比法确定各杆件长度:  $L_{AB} = 180 \text{ mm}$ ,  $L_{BC} = 260 \text{ mm}$ ,  $L_{CD} = 180 \text{ mm}$ ,  $L_{DE} = 180 \text{ mm}$ ,  $L_{DF} = 240 \text{ mm}$ .

利用上述公式在 Excel 电子表格中计算曲柄  $AB$  不同的转角  $\Phi$  所对应的滑块  $F$  的位移数据, 计算结果与工程实际测量数据完全一致, 其中  $\Phi = 180^\circ$  时, 最大行程为  $h = 280 \text{ mm}$ , 整理转角  $\Phi$  与位移  $s$  数据, 得到如图 2 所示曲线。

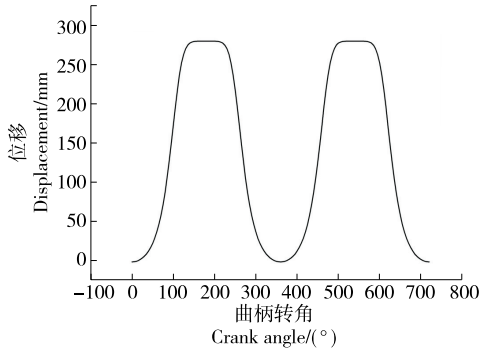


图 2 开合模机构滑块  $F$  位移与曲柄转角曲线

Figure 2 The curve of slider  $F$  displacement and crank angle of mold open-closing mechanism

由图 2 可知, 开合模机构具有“快—慢—快”的运动特征, 由下止点向上止点方向的合模动作先快后慢, 由上止点向下止点的开模动作先慢后快, 且在上止点合模极限位置作短暂停留, 减少了动模板与静模板之间的冲击, 并使夹紧密封时间延长, 有利于正负压的成型。该曲线近似正弦曲线, 通过数据拟合得到位移  $s$  与转角  $\Phi$  的关系:

$$s = s_0 + q \sin \left[ \frac{3.14(\Phi - \Phi_c)}{180} \right], \quad (6)$$

式中:

$s_0$ 、 $q$ 、 $\Phi_c$ ——与杆长条件相关的材料常数。

令  $k$  为整数, 当  $k\pi \leq \Phi \leq (k+1/3)\pi$  时,  $s_0 = 94.178$ ,  $q = -93.987$ ,  $\Phi_c = 278.049$ ; 当  $(k+1/3)\pi \leq \Phi \leq (k+2/3)\pi$  时,  $s_0 = 263.631$ ,  $q = -262.565$ ,  $\Phi_c = 301.059$ ; 当  $(k+2/3)\pi \leq \Phi \leq (k+1)\pi$  时,  $s_0 = 180.415$ ,  $q = -101.897$ ,  $\Phi_c = 251.506$ 。

对式(6)进一步求导, 得到滑块速度  $v$ 、加速度  $a$  与曲

柄转角  $\Phi$  的关系:

$$v = 0.174q \cos \left[ \frac{3.14(\Phi - \Phi_c)}{180} \right], \quad (7)$$

$$a = -0.0304q \cos \left[ \frac{3.14(\Phi - \Phi_c)}{180} \right]. \quad (8)$$

当曲柄  $AB$  以某恒定角速度  $\omega$  转动, 持续时间为  $t$  时, 令  $\Phi = \omega t \frac{180}{3.14}$ , 代入式(6), 可得到开合模机构滑块位

移与时间的关系式, 进而得到相应的速度、加速度曲线, 这些曲线对于曲柄伺服电机的参数设定及其程序控制具有指导意义。值得注意的是, 材料常数与各杆件具体长度相关, 当任一杆件长度发生变化时, 材料常数也相应变化, 可通过拟合位移与转角数据重新确定。

## 2 机构力学分析

根据构件运动状态及其刚性程度, 相应的动力学分析可以分为静力分析、动态静力分析、动力分析及弹性动力分析。对于运动速度较低且惯性力可忽略的机构, 其驱动力和约束反力的求解通过静力分析展开; 以较快均匀速度运动的重型杆件, 由于惯性力太大, 可进行动态静力分析(即考虑惯性力和惯性力矩的静力学分析); 而采用非匀速转动原动件的机构, 则需进行动力学分析; 对于大柔性的弹杆件则进行弹性动力学分析<sup>[9]</sup>。研究的八杆开合模机构, 在匀速转动电机的驱动下, 工作速度平稳, 尤其是片材挤压阶段速度较低, 其惯性力可忽略, 因此采用静力分析杆件在片材挤压阶段的受力并求解约束反力。

### 2.1 静力分析

由于不考虑惯性力的影响, 假设自重和摩擦力忽略不计, 并假定下模板始终处于片材挤压阶段(低速且载荷平衡状态), 且原动件保持恒定输出力矩运行。各构件静力平衡的特点为: 杆件  $BC$ 、 $CD$ 、 $DF$  和  $DE$  均为二力杆, 即杆件两端所受的两个力等值、共线、方向相反; 杆件  $AB$  为原动件, 受到电机驱动力矩  $M$  和  $F_{BC}$  作用, 所受力矩平衡; 铰接点  $D$ 、滑块  $C$  和滑块  $F$  均处于三力交汇状态且平衡。因此, 各构件受力情况如图 3 所示。

(1) 分析  $AB$  杆, 其受力如图 3(a) 所示。

由  $\sum M_A = 0$ , 得  $F_{BC} L_{BA'} - M = 0$ , 其中,  $L_{BA'} = L_{AB} \cos \alpha$ , 则

$$F_{BC} = \frac{M}{L_{AB} \cos \alpha}. \quad (9)$$

(2) 分析滑块  $C$ : 其受力如图 3(b) 所示。

由  $\sum F_y = 0$ , 得  $F_{BC} \sin \beta - F_{CD} \sin \gamma = 0$ , 因此

$$F_{CD} = \frac{\sin \beta}{\sin \gamma} F_{BC}. \quad (10)$$

(3) 分析铰接点  $D$ : 其受力如图 3(c) 所示。

由  $\sum F_x = 0$ , 得  $F_{CD} \cos \gamma - F_{DE} \sin \theta - F_{DF} \sin \varphi = 0$ ;

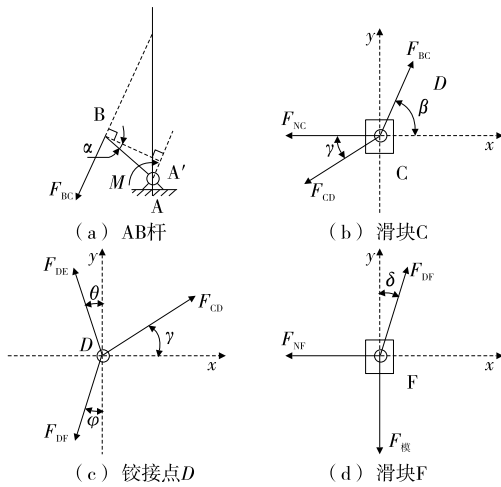


图3 机构受力分析图

Figure 3 Force analysis diagram of mechanism

由  $\sum F_y = 0$ , 得  $F_{CE} \sin \gamma - F_{DE} \cos \theta - F_{DF} \cos \varphi = 0$ , 因此

$$F_{DE} = \frac{\cos \gamma - \sin \gamma \tan \varphi}{\cos \theta \tan \varphi + \sin \theta} F_{CD} \quad (11)$$

$$F_{DF} = \frac{\cos \gamma + \sin \gamma \tan \theta}{\cos \varphi \tan \theta + \sin \varphi} F_{CD} \quad (12)$$

(4) 分析滑块 F: 设  $F_{模}$  为理论合模力, 其受力如图 3(d) 所示。

由  $\sum F_y = 0$ , 得  $F_{DE} \cos \delta - F_{模} = 0$ , 因此

$$F_{模} = F_{DF} \cos \delta = F_{DF} \cos \varphi \quad (13)$$

只有进入片材挤压阶段后, 实际合模力才可按式(9)~式(13)的顺序计算, 并同时对其进行其余各杆件受力分析; 而空载阶段的实际合模力远小于理论合模力, 主要取决于工作台和模具的重量<sup>[10-11]</sup>, 各杆件受力分析次序刚好相反。最终分析获得的杆件受力数据可作为杆件、销轴设计以及轴承选型的参考依据。此外, 分析式(9)~式(13)可知, 增大曲柄 AB 长度, 各杆件受力下降, 应根据开合模工艺要求及设备规格合理确定曲柄长度以获得较大机械增益。

### 2.2 不同行程时各杆件的受力情况

针对 1.3 的算例, 选用厚度为 0.5~3.0 mm 的系列塑料片材, 该类片材经热压后剩余厚度为原始厚度的 60%~80%, 假定电动机恒定输出力矩为  $M = 2\ 362.67\ \text{N} \cdot \text{m}$ , 此条件下计算合模挤压过程中的二力杆 BC、CD、DF 受力情况以及滑块 F 的理论合模力  $F_{模}$ , 并绘制各杆件受力随合模间隙变化的关系曲线, 如图 4 所示。

由图 4 可知, 随着合模间隙(片材厚度)逐渐变小, 开合模机构进入片材热挤压过程中, 各杆件受力逐步增大, 且  $F_{DF} > F_{模} > F_{DE} > F_{CD} > F_{BC}$ , 其中,  $F_{DF}$ 、 $F_{模}$  和  $F_{DE}$  的增大趋势较为明显, 且数值也远大于  $F_{CD}$  和  $F_{BC}$ 。当合模间隙为 2 mm 时,  $F_{DF} = 136.66\ \text{kN}$ 、 $F_{模} = 136.17\ \text{kN}$ 、

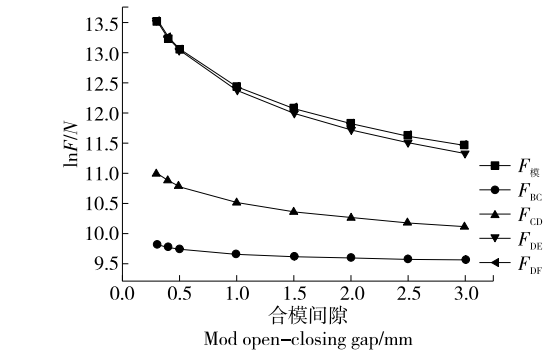


图4 开合模间隙与各杆件受力曲线

Figure 4 Relationship curve between mold open-closing gap and force of each rod

$F_{DE} = 123.75\ \text{kN}$ 、 $F_{CD} = 28.66\ \text{kN}$ 、 $F_{BC} = 14.62\ \text{kN}$ ; 当合模间隙为 0.5 mm 时, 部分件受力出现急剧升高, 此时  $F_{DF} = 474.49\ \text{kN}$ 、 $F_{模} = 474.06\ \text{kN}$ 、 $F_{DE} = 458.72\ \text{kN}$ 、 $F_{CD} = 48.59\ \text{kN}$ 、 $F_{BC} = 17.12\ \text{kN}$ ; 当合模间隙达到 0.3 mm 时, 相当于 0.5 mm 厚度的片材压缩至极限位置, 此时  $F_{DE} = 760.94\ \text{kN}$ 、 $F_{模} = 760.53\ \text{kN}$ 、 $F_{DE} = 743.72\ \text{kN}$ 、 $F_{CD} = 59.99\ \text{kN}$ 、 $F_{BC} = 18.46\ \text{kN}$ 。

由计算结果可知, 若假定上模板静止不动, 开合模机构能提供足够大的理论合模力, 由于裁切力根据片材实际裁切厚度和展开长度计算, 并据此调整不同片材所对应的上模板位置, 从而获得合理的合模力, 其数值远小于理论合模力。当合模间隙趋近片材挤压厚度极限时, 尤其是厚度较大的片材, 此时杆 DE 和杆 DF 承受载荷较大, 杆件受压后的弹性变形量将直接影响合模质量, 因而在其结构设计时应给予足够的重视。

### 3 结束语

食品包装制品模具及其生产工艺参数的差异化, 衍生出型式各异的热成型机及其开合模机构, 而开合模机构的运动和受力分析又与其具体结构尺寸密切相关, 相关分析给工程技术人员带来一定难度。研究解决了在不具备专业软件的条件, 运用解析法对电动八杆开合模机构进行运动和受力分析, 推导出滑块位移与曲柄转角的关系, 并通过实例计算数据获得拟合曲线, 在给定角速度的基础上, 进一步分析了获取滑块速度和加速度的变化规律。同时, 基于静力学分析了合模挤压阶段理论合模力和各杆件的受力, 揭示了各杆件受力变化趋势及特点, 对类似新型装备的连杆机构的设计与开发具有一定的指导和借鉴意义。

### 参考文献

[1] 陈少克. 热成型机开合模机构的设计及运动仿真[J]. 包装工程, 2012, 33(3): 67-71.  
CHEN S K. Design and motion simulation of mold open-closing

- mechanism for thermoforming machine[J]. Packaging Engineering, 2012, 33(3): 67-71.
- [2] 陆鹏飞, 胡昌军. 复合连杆机构输出运动与动力学分析[J]. 南方农机, 2021, 52(3): 10-12.  
LU P F, HU C J. Output kinematics and dynamic analysis of six-bar mechanism and its application [J]. China Southern Agricultural Machinery, 2021, 52(3): 10-12.
- [3] 何咸荣, 潘嘹, 卢立新, 等. 无菌灌装机预成型凸轮连杆组合机构运动可靠性分析[J]. 食品与机械, 2021, 37(4): 98-102.  
HE X R, PAN L, LU L X, et al. Motion reliability analysis of pre-formed cam-link assembly mechanism of aseptic filling machine[J]. Food & Machinery, 2021, 37(4): 98-102.
- [4] 高文蛟, 尹成龙, 潘中正, 等. 基于 ANSYS Workbench 的斜盘理盖机结构优化设计[J]. 食品与机械, 2023, 39(5): 89-94.  
GAO W J, YIN C L, PAN Z Z, et al. Structural optimization design of swash plate capping machine cap sorter mechanism based on ANSYS Workbench[J]. Food & Machinery, 2023, 39(5): 89-94.
- [5] 郭永增. 基于多软件协同的电动合模机构的优化[J]. 橡塑技术与装备, 2020, 46(22): 46-49.  
GUO Y Z. Optimization of electric clamping mechanism based on multi software cooperation [J]. China Rubber/Plastics Technology and Equipment, 2020, 46(22): 44-49.
- [6] 何添成. 电动注塑机电动—机械式负后角型肘杆合模机构的优化[D]. 广州: 华南理工大学, 2016: 24-26.  
HE T C. Optimization of the electric-mechanical toggle clamping mechanism with negative angel on electric injection molding machine[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2016: 24-26.
- [7] 孟遥志, 石艳, 廖映华, 等. 基于动态特性回转复合压曲机模盒组件优化设计[J]. 食品与机械, 2023, 39(2): 87-93.  
MENG Y Z, SHI Y, LIAO Y H, et al. Optimization design of die box component of rotary compound starter press machine based on dynamic characteristics[J]. Food & Machinery, 2023, 39(2): 87-93.
- [8] 王晨光, 张健, 包能胜, 等. 制杯机五孔斜排双曲肘合模机构的稳健设计研究[J]. 工程设计学报, 2010, 17(1): 30-34.  
WANG C G, ZHANG J, BAO N S, et al. Research on robust design of the oblique five-hinge joint-double toggle clamping unit on cup makers[J]. Journal of Engineering Design, 2010, 17(1): 30-34.
- [9] 陈启升, 周晓云, 徐友珍, 等. 八杆压力机机构的动力学研究[J]. 锻压装备与制造技术, 2016, 51(3): 17-21.  
CHEN Q S, ZHOU X Y, XU Y Z, et al. Parametric design and research of eight-bar press[J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2016, 51(3): 17-21.
- [10] 陈少克, 田超安. 热成型机曲柄肘杆开合模机构的设计及仿真[J]. 机械工程与自动化, 2013(6): 6-7.  
CHEN S K, TIAN C A. Design and simulation for crank toggle press forming mechanism of thermoforming machine [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2013(6): 6-7.
- [11] 柴三中, 仇久安, 孙文顺, 等. 吸塑生产线合模机构的研制[J]. 数字印刷, 2021(5): 49-53.  
CHAI S Z, QIU J A, SUN W S, et al. Design of clamping mechanism for blister production line[J]. Digital Printing, 2021(5): 49-53.
- 
- (上接第 72 页)
- [6] 孔国俊, 伍雪峰. 广西四举措大幅度提升食品抽检数据质量 [N]. 中国市场监管报, 2022-01-06(5).  
KONG G J, WU X F. Guangxi took four measures to improve the quality of food sampling data significantly[N]. China Quality News, 2022-01-06(5).
- [7] 苏安. 江苏食品抽检数据质量稳步提升[N]. 中国市场监管报, 2021-12-09(5).  
SU A. The quality of food sampling data in Jiangsu has been steadily improved[N]. China Market Regulation Report, 2021-12-09(5).
- [8] 马飞. 食品安全监督抽检的常见问题及对策[J]. 中国食品工业, 2022(21): 59-61, 92.  
MA F. Common problems and countermeasures in food safety supervision and sampling[J]. China Food Industry, 2022(21): 59-61, 92.
- [9] 邵基伦, 刘伟, 张绍振, 等. 食品安全抽检监测中典型问题分析及应对对策[J]. 轻工科技, 2021, 37(8): 97-98, 123.  
SHAO J L, LIU W, ZHANG S Z, et al. Analysis of typical problems and countermeasures in food safety sampling monitoring[J]. Light Industry Technology, 2021, 37(8): 97-98, 123.
- [10] 杨子恩. 食品安全抽检数据质量提升策略研究[J]. 食品安全导刊, 2023(4): 72-76.  
YANG Z E. Research on strategies for improving the quality of food safety sampling data[J]. Introduction to Food Safety, 2023(4): 72-76.
- [11] 王家杰. 食品安全监督抽检的常见问题及对策[J]. 中国食品工业, 2023(12): 79-81.  
WANG J J. Common problems and countermeasures in food safety supervision and sampling [J]. China Food Industry, 2023(12): 79-81.
- [12] 卢永福. 提升食品安全抽检质量的探索与思考[J]. 中国市场监管研究, 2020(11): 46-49.  
LU Y F. Exploration and reflection on improving the quality of food safety sampling[J]. Research on Market Regulation in China, 2020(11): 46-49.
- [13] 王乃铝. 加强信息化建设促进食品抽检质量提升[J]. 中国市场监管研究, 2022(10): 51-54.  
WANG N L. Strengthen information construction to promote the improvement of food sampling quality [J]. Research on Market Regulation in China, 2022(10): 51-54.
- [14] 郝轩宇, 林楠, 金昱言, 等. 食品检验机构正确出具检验报告的注意事项[J]. 食品安全质量检测学报, 2019, 10(6): 1 449-1 453.  
GAO X Y, LIN N, JIN Y Y, et al. Precautions for food inspection institutions to issue inspection reports correctly[J]. Journal of Food Safety and Quality Testing, 2019, 10(6): 1 449-1 453.