

doi: 10.7690/bgzd.2022.09.004

回冲装置传动机构优化设计

马宁宁, 吕刚, 梁波, 陶成龙

(重庆长江电工工业集团有限公司, 重庆 401336)

摘要: 针对连杆驱动的回冲装置无法满足多品种弹壳制造的问题, 设计一种新型回冲装置传动机构。根据弹壳回冲工艺要求, 深入分析回冲滑块的运动机理, 构建共轭凸轮驱动机构的数学模型, 给出新型回冲装置的设计实例, 并对该新型装置的回冲滑块构件进行运动分析。分析结果表明: 该装置能更好地满足回冲工艺要求, 有效地降低回冲力对弹壳底部的冲击作用, 满足单机设备生产多型号弹壳的需求。

关键词: 弹壳; 共轭凸轮; 回冲工艺; 回冲滑块

中图分类号: TJ410.5⁺1 **文献标志码:** A

Optimal Design of Transmission Mechanism of Backflushing Device

Ma Ningning, LYU Gang, Liang Bo, Tao Chenglong

(Chongqing Changjiang Electric Appliances Industries Group Co., Ltd., Chongqing 401336, China)

Abstract: In order to solve the problem that the connecting rod driven recoil device can not meet the requirements of manufacturing various cartridge cases, a new type of backflushing device transmission mechanism was designed. According to the technological requirements of cartridge case backflushing, the motion mechanism of the backflushing slider is analyzed in depth, the mathematical model of the conjugate cam driving mechanism is constructed, and a design example of a new backflushing device is given, and the motion analysis of the backflushing slider component of the new device is carried out. The analysis results show that the device can better meet the requirements of the backwash process, effectively reduce the impact of the backwash force on the bottom of the cartridge case, and meet the needs of single-machine equipment to produce multiple types of cartridge cases.

Keywords: cartridge case; conjugate cam; backflushing technology; backflushing slide block

0 引言

回冲装置是弹壳成形机床中常见的一种回冲机构, 主要负责将半成品弹壳从当前模具冲出, 以便进入后续工位进行加工。传统回冲装置普遍采用连杆驱动回冲滑块, 该驱动方式只适合生产固定型号产品, 无法满足企业对多品种弹壳的生产需求; 因此, 需设计一种新型驱动机构以满足单机设备生产多种型号弹壳的需求。

共轭凸轮机构结构紧凑, 能更好地实现回冲滑块的运动特性; 因此, 其作为回冲滑块的驱动机构具有较强优越性。文献[1-4]根据共轭凸轮从动件运动规律, 通过建立数学模型, 反向推导出滚子从动件共轭主、副凸轮轮廓方程, 并对共轭凸轮机构运动规律进行了运动仿真分析, 但并未考虑在实现回冲滑块既定运动规律条件下的共轭凸轮曲线设计。文献[5-7]重点解决了共轭凸轮的设计和精确加工与修正问题, 但没有涉及共轭凸轮具体应用问题。

文献[8-10]主要探讨了共轭凸轮机构在纺织设备打纬机构中的应用情况, 解决了设备效率问题, 但并未涉及共轭凸轮作为驱动机构的应用问题。文献[11-12]分别从凸轮轮廓曲线运动精度和材料性能的角度对共轭凸轮机构进行了深入探讨。

笔者将共轭凸轮作为驱动机构应用于弹壳成形机的回冲滑块装置, 通过分析弹壳退出模具过程的运动机理, 构建共轭凸轮数学模型, 推导了主、副凸轮轮廓曲线方程, 结合实例对以共轭凸轮机构作为驱动的回冲滑块进行了运动分析, 并验证了共轭凸轮驱动的新型回冲装置的有效性。

1 传统连杆驱动回冲装置及缺陷分析

传统弹壳成形机床的运动机构如图 1 所示。V形连杆 1、2 与齿轮摆杆 4 组成回冲滑块 3 的连杆驱动机构。电机驱动主冲滑块在水平方向作往复运动, 回冲滑块 3 通过该连杆驱动机构与主冲滑块相连, 从而带动回冲滑块 3 产生回冲运动。

收稿日期: 2022-05-01; 修回日期: 2022-06-27

作者简介: 马宁宁(1986—), 男, 山东人, 硕士, 工程师, 从事机械设计自动化研究。E-mail: Maningning01@163.com。

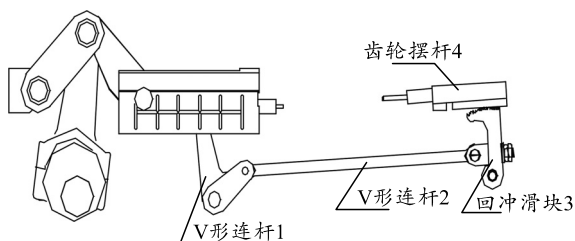


图 1 连杆驱动回冲装置

传统弹壳成型机的回冲装置具有以下结构特点：

1) 主动滑块负责将弹壳冲入模具进行加工，其本身具有的运动规律不可改变，若连杆驱动机构尺寸不变，则回冲滑块的运动特性一定，无法进行改变。

2) 回冲滑块的驱动机构由连杆组成，并安装在机身内部，受机身内部安装空间限制，连杆驱动机构的构件尺寸无法进行较大改变。

基于上述 2 点原因，传统弹壳成型机的回冲滑块装置具有以下缺陷：回冲滑块运动规律单一，其位移、速度和加速度无法进行调节，因而无法满足多型号弹壳的生产需求。有必要对回冲滑块的驱动机构进行优化设计，以扩展弹壳成型机床功能，使其具备加工不同型号弹壳的能力。

2 新型共轭凸轮驱动回冲装置

针对传统回冲滑块装置的缺陷，笔者设计一种新型回冲装置。该装置采用共轭凸轮驱动^[13]回冲滑块，具体机构如图 2 所示。

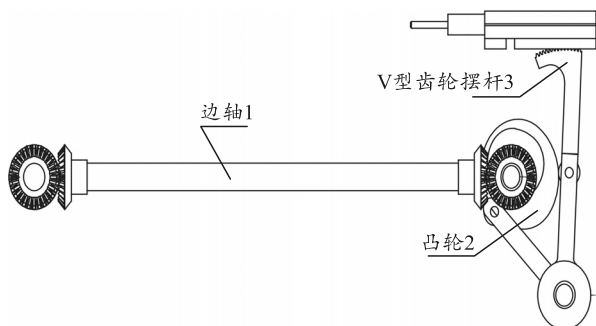


图 2 共轭凸轮机构驱动机构

边轴 1 左、右两端通过斜齿轮分别与曲轴和凸轮轴相啮合，曲轴的运动和动力通过边轴 1 传递到由凸轮 2 和 V 型齿轮摆杆 3 组成的共轭凸轮机构，共轭凸轮机构通过齿轮齿条运动副驱动回冲滑块实现回冲运动。弹壳回冲工艺需要的回冲滑块运动状态，可通过合理设计共轭凸轮机构的结构参数和轮廓曲线加以实现。当生产其他型号的弹壳时，只需更换与之相匹配的共轭凸轮即可。在设计新型回冲

装置驱动机构时，需解决以下问题：

1) 回冲滑块的运动规律必须满足相应型号弹壳的回冲工艺要求；

2) 需确定共轭凸轮机构中影响回冲滑块运动状态的结构参数；

3) 需精确求解共轭凸轮的轮廓曲线方程以满足回冲滑块的运动规律。

2.1 回冲滑块作用机理及运动规律

弹壳回冲工艺要求回冲滑块既要使弹壳完全冲出，又要避免压伤弹壳底部。不同型号弹壳产品在长度、直径和材料等方面差异较大。原则上，弹壳较长和直径较大的产品需要回冲滑块的行程和回冲力较大，弹壳较短和直径较小的产品需要回冲滑块的行程和回冲力较小；另外，弹壳材料不同，对回冲力的作用特性要求也有较大差异，例如，钢材料弹壳能承受较大柔性冲击，铜材料弹壳仅能承受较小冲击。在设计回冲滑块运动规律时，回冲滑块的位移、速度和加速度等运动特性需与弹壳的具体物理特征相匹配。

在回冲滑块回冲往复运动周期中，回冲滑块运动可分成回冲、远休止、退回和近休止 4 个阶段。通过对回冲过程作用机理的分析，回冲滑块在回冲段和退回段符合简谐运动规律^[14]；因此，其满足如下余弦运动方程：

$$\left. \begin{aligned} s &= H/2 * [1 - \cos(\pi\delta/\delta_0)] \\ v &= (H\pi\omega)/(2\delta_0) * \sin(\pi\delta/\delta_0) \\ a &= (H\pi^2\omega^2)/(2\delta_0^2) * \cos(\pi\delta/\delta_0) \end{aligned} \right\}; \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} s &= H/2 * [1 - \cos(\pi(\delta_0 + \delta_1 + \delta_2 - \delta)/\delta_2)] \\ v &= -(H\pi\omega/2\delta_2) * \sin(\pi(\delta_0 + \delta_1 + \delta_2 - \delta)/\delta_2) \\ a &= -(2H\pi\omega^2/\delta_2^2) * \cos(\pi(\delta_0 + \delta_1 + \delta_2 - \delta)/\delta_2) \end{aligned} \right\}。 \quad (2)$$

式中： H 为回冲滑块最大行程； ω 为共轭凸轮旋转角速度； δ 为共轭凸轮旋转角位移； δ_0 为共轭凸轮回冲角； δ_1 为共轭凸轮远休止角； δ_2 为共轭凸轮退回角度。

回冲滑块在近休止阶段和远休止阶段的短暂停留动作，可通过在共轭凸轮上设计圆心角度不同的圆弧曲线得以实现。

2.2 共轭凸轮驱动机构的结构参数

共轭凸轮驱动机构如图 3 所示，主凸轮 2 和副凸轮 3，控制 V 型齿轮摆杆 4 作往复摆动。V 型齿轮摆杆 4 与回冲滑块底部构成齿轮齿条运动副，驱

动回冲滑块实现既定运动规律。

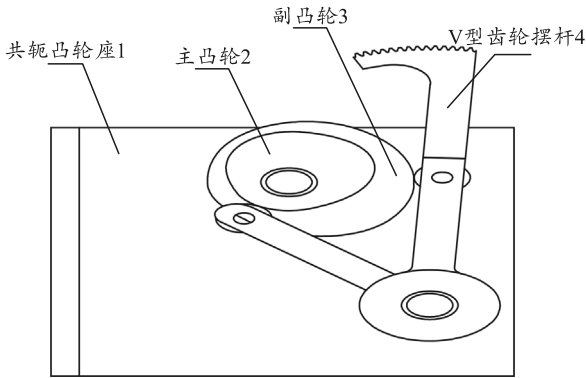


图 3 共轭凸轮驱动机构

共轭凸轮机构涉及参数如下： a 为旋转中心距离； b 为 V 型杆滚子臂长； r 为凸轮基圆半径； L 为 V 型齿轮杆滚子臂长； β 为 V 型杆夹角； δ 为凸轮转角； δ_0 为凸轮推程角； δ_1 为凸轮远休止角； δ_2 为凸轮回程角度； δ_3 为凸轮近休止角度； ω 为凸轮转动角速度。

共轭凸轮驱动机构涉及结构参数较多，这些参数可以表示成参数向量，记为： $Y=[a \ b \ r \ L \ \beta \ \delta_0 \ \delta_1 \ \delta_2 \ \delta_3 \ \omega]$ 。参数值改变，回冲滑块运动状态也会发生改变。回冲滑块的位移、速度、加速度特性均可根据弹壳具体型号通过合理取值满足回冲工艺要求。

2.3 共轭凸轮轮廓曲线数学模型

共轭凸轮轮廓曲线设计精度直接影响回冲滑块运动精度。笔者采用解析法给出主、副凸轮轮廓曲线的方程表达式。

2.3.1 主凸轮轮廓曲线设计

如图 4 所示， O 为凸轮旋转中心； A 为 V 型齿轮摆杆旋转中心； AB 、 AC 分别对应图 4 中 V 型齿轮摆杆的 AB 支杆和 AC 支杆； AB 支杆初始角度为 φ_0 ，摆动角度为 φ 。该数学模型结构参数的含义如 2.2 节所述。

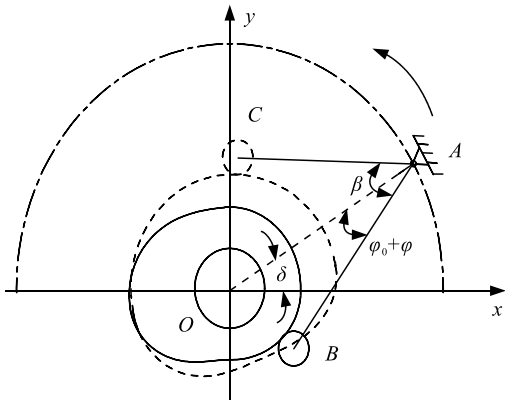


图 4 共轭凸轮轮廓曲线数学模型

假设主凸轮按照顺时针方向匀速转动，利用反转法原理^[15]，对整个共轭凸轮机构叠加一个大小相等、方向相反的角速度，则此时共轭凸轮保持静止，机架、摆杆连同滚子沿逆时针方向绕 O 点匀速转动（见图 5 中的箭头方向）。则点 B 轨迹方程表示为：

$$\begin{cases} x_B = a \cdot \cos \delta - b \cdot \cos(\delta + \varphi_0 + \varphi) \\ y_B = a \cdot \sin \delta - b \cdot \sin(\delta + \varphi_0 + \varphi) \end{cases} \quad (3)$$

式中 φ 为 V 型齿轮摆杆的摆动角度，其余参数的含义如 2.2 节所述。

回冲滑块位移 H 与 V 型齿轮摆杆的摆动角度 φ 之间满足：

$$\varphi = H / (2 * L) * [1 - \cos(\pi \delta / \delta_0)] \quad (4)$$

同理，退回时，回冲滑块位移 H 与 V 型齿轮摆杆的摆动角度 φ 之间满足：

$$\varphi' = H / (2L) [1 - \cos(\pi(\delta_0 + \delta_1 + \delta_2 - \delta) / \delta_2)] \quad (5)$$

式(3)实际为主凸轮理论廓线方程，主凸轮实际廓线为理论廓线方程上的任一点沿着其法线方向向内偏移距离 R_0 。如图 5 所示，设点 B 为理论廓线上的点，点 $B'(x', y')$ 为实际轮廓线上的点，则：

$$\gamma = \arctan(-dx/dy) \quad (6)$$

主凸轮实际廓线方程为：

$$\begin{cases} x'_B = x_B - R_0 \cos \gamma \\ y'_B = y_B - R_0 \sin \gamma \end{cases} \quad (7)$$

式中： γ 为法线倾角； R_0 为滚子 3 的半径。

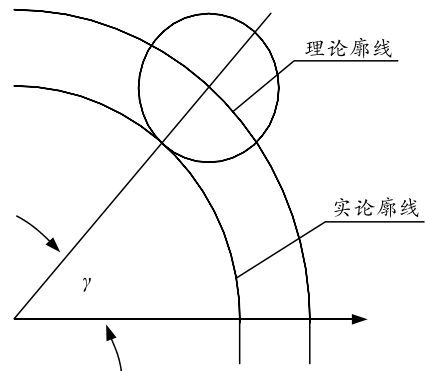


图 5 滚子中心轨迹与轮廓曲线关系

2.3.2 副凸轮轮廓曲线设计

在图 4 所示数学模型中，点 $C(x_c, y_c)$ 为副凸轮理论廓线方程， β 为 V 型齿轮摆杆夹角，所以，由共轭条件得：

$$\overline{AC} = A \cdot \overline{AB} \quad (8)$$

式中： $A = \begin{bmatrix} \cos(-\beta) & -\sin(-\beta) \\ \sin(-\beta) & \cos(-\beta) \end{bmatrix}$ 为旋转矩阵，所以，点 $C(x_c, y_c)$ 的轨迹方程为：

$$\left. \begin{aligned} x_c &= a \cdot \cos \delta - b \cdot \cos(\delta + \varphi_0 + \varphi - \beta) \\ y_c &= a \cdot \sin \delta - b \cdot \sin(\delta + \varphi_0 + \varphi - \beta) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

同理, 点 $C'(x'_c, y'_c)$ 为实际轮廓线上的点, 则副凸轮实际廓线方程为:

$$\left. \begin{aligned} x'_c &= x_c - R_0 \cos \gamma \\ y'_c &= y_c - R_0 \sin \gamma \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中: γ 为法线倾角; R_0 为滚子 3 的半径。

3 设计实例

如图 3 所示的共轭凸轮机构, 其结构参数如表 1。

表 1 共轭凸轮结构参数

序号	代号	含义	取值
1	a	共轭凸轮旋转中心距/mm	200
2	b	AB 和 AC 支杆长/mm	180
3	L	V 型齿轮杆滚子臂长/mm	200
4	r	基圆半径/mm	40
5	β	V 型齿轮摆杆夹角/(°)	65
7	δ_0	共轭凸轮回冲角/(°)	120
7	δ_1	共轭凸轮远休止角/(°)	30
8	δ_2	共轭凸轮退回角/(°)	120
9	δ_3	共轭凸轮近休止角/(°)	90
10	R_0	滚子半径/mm	20
11	H	回冲滑块行程/mm	50
12	ω	凸轮转速/(°/s)	30

当共轭凸轮转角 $\delta=0$ 时, 滚子与近休止角圆弧相切; 此时, OB 最短, AB 支杆初始角度 $\varphi_0 = \angle OAB$, 在 $\triangle OAB$ 中 (见图 4), 由三角形余弦定理可得:

$$\varphi_0 = \arccos \frac{180^2 + 200^2 - 60^2}{2 \times 180 \times 200} = 17.15^\circ \quad (11)$$

当 $0 \leq \delta \leq \delta_0$ 时, AB 支杆摆动角度 φ 由式(4)可得:

$$\varphi = S / (2 \cdot L) = 0.125 \cdot [1 - \cos(180 \cdot t)] \quad (12)$$

将 φ_0 、 φ 依次代入式(3)可得:

主凸轮回冲理论廓线:

$$\left. \begin{aligned} x_B &= 200 \cdot \cos(30 \cdot t) - 180 \cdot \cos[30 \cdot t + \\ &17.4 - 0.125 \cdot (1 - \cos(1170 - 450 \cdot t))] \\ y_B &= 200 \cdot \sin(30 \cdot t) - 180 \cdot \sin[30 \cdot t + \\ &17.4 - 0.125 \cdot (1 - \cos(1170 - 450 \cdot t))] \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

当 $\delta_0 \leq \delta \leq \delta_1$ 时, 主凸轮远休止理论廓线为圆弧, 方程为:

$$\left. \begin{aligned} x_B &= 200 \cdot \cos(30 \cdot t) - 180 \cdot \cos(30 \cdot t + 17.4) \\ y_B &= 200 \cdot \sin(30 \cdot t) - 180 \cdot \sin(30 \cdot t + 17.4) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

当 $\delta_1 \leq \delta \leq \delta_2$ 时:

$$\varphi' = 0.125 \cdot [1 - \cos(1170 - 450 \cdot t)] \quad (15)$$

将 φ_0 、 φ 依次代入式(3)得主凸轮回冲理论廓线为:

$$\left. \begin{aligned} x_B &= 200 \cdot \cos(30 \cdot t) - 180 \cdot \cos[30 \cdot t + \\ &17.4 - 0.125 \cdot (1 - \cos(1170 - 450 \cdot t))] \\ y_B &= 200 \cdot \sin(30 \cdot t) - 180 \cdot \sin[30 \cdot t + \\ &17.4 - 0.125 \cdot (1 - \cos(1170 - 450 \cdot t))] \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

当 $\delta_2 \leq \delta \leq \delta_3$ 时, 主凸轮近休止理论廓线为圆弧, 方程为:

$$\left. \begin{aligned} x_B &= 200 \cdot \cos(30 \cdot t) - 180 \cdot \cos(30 \cdot t + 17.15) \\ y_B &= 200 \cdot \sin(30 \cdot t) - 180 \cdot \sin(30 \cdot t + 17.15) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

取滚子半径 $R_0=20$, 对于主凸轮每一段理论廓线, 可以按照式(6)、(7)分别求出实际廓线:

$$\left. \begin{aligned} x'_B &= x_B - 20 \cdot \cos \gamma_B \\ y'_B &= y_B - 20 \cdot \sin \gamma_B \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

对于副凸轮, 其各段理论曲线依据式(9), 当 $0 \leq \delta \leq \delta_0$ 时:

$$\left. \begin{aligned} x_C &= 200 \cdot \cos(30 \cdot t) - 180 \cdot \cos[30 \cdot t + \\ &47.725 - 0.125 \cdot \cos \cos(180 \cdot t)] \\ y_C &= 200 \cdot \sin(30 \cdot t) - 180 \cdot \sin[30 \cdot t + \\ &47.725 - 0.125 \cdot \cos \cos(180 \cdot t)] \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

当 $\delta_0 \leq \delta \leq \delta_1$ 时:

$$\left. \begin{aligned} x_C &= 200 \cdot \cos(30 \cdot t) - 180 \cdot \cos(30 \cdot t - 47.6) \\ y_C &= 200 \cdot \sin(30 \cdot t) - 180 \cdot \sin(30 \cdot t - 47.6) \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

当 $\delta_1 \leq \delta \leq \delta_2$ 时:

$$\left. \begin{aligned} x_C &= 200 \cdot \cos(30 \cdot t) - 180 \cdot \cos[30 \cdot t - \\ &47.6 - 0.125 \cdot (1 - \cos(1170 - 450 \cdot t))] \\ y_C &= 200 \cdot \sin(30 \cdot t) - 180 \cdot \sin[30 \cdot t - \\ &47.6 - 0.125 \cdot (1 - \cos(1170 - 450 \cdot t))] \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

当 $\delta_2 \leq \delta \leq \delta_3$ 时:

$$\left. \begin{aligned} x_C &= 200 \cdot \cos(30 \cdot t) - 180 \cdot \cos(30 \cdot t - 47.85) \\ y_C &= 200 \cdot \sin(30 \cdot t) - 180 \cdot \sin(30 \cdot t - 47.85) \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

同理, 对于副凸轮的每一段理论廓线, 可以按照式(10)分别求出实际廓线。

$$\left. \begin{aligned} x'_C &= x_C - 20 \cdot \cos \gamma_C \\ y'_C &= y_C - 20 \cdot \sin \gamma_C \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

对于求解得到的主、副凸轮的理论廓线, 可采用文献[6]的方法求解理论廓线的最小曲率半径 $\rho=23.32$ 。因为 $\rho > R_0=20$, 所以滚子半径满足设计要求。

借助 Cero 软件, 对共轭凸轮驱动的回冲滑块机构进行运动分析, 设置输入转速为 30 ((°)/s), 运行时间为 36 s。回冲滑块位移、速度和加速度运动规律如图 6—8 所示。

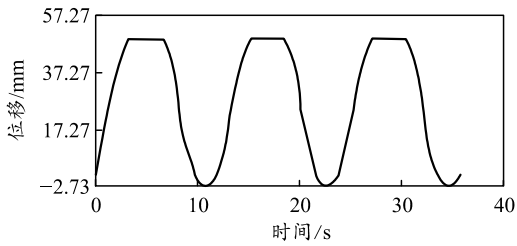


图 6 回冲滑块位移运动规律

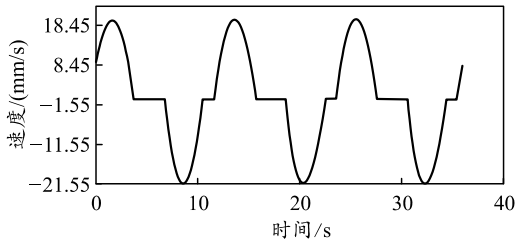


图 7 回冲滑块速度运动规律

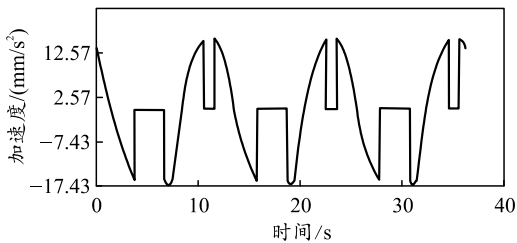


图 8 回冲滑块加速度运动规律

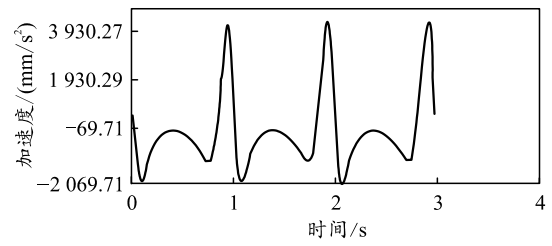


图 11 回冲滑块加速度运动规律

2) 共轭凸轮驱动下的回冲滑块装置可以适应多种型号弹壳的生产。对于同一型号弹壳而言，回冲滑块行程 H 一定(此处，可令 $H=50\text{ mm}$)，根据该型号弹壳的具体物理性质，通过优化共轭凸轮机构参数使回冲滑块运动规律达到最佳回冲状态。例如： Y_1 、 Y_2 、 Y_3 、 Y_4 为 4 组参数相异的共轭凸轮机构，取值如下：

- $Y_1=[200\ 180\ 60\ 300\ 65\ 60^\circ\ 30^\circ\ 120^\circ\ 90^\circ\ 50((^\circ)/s)]$;
- $Y_2=[200\ 180\ 60\ 350\ 65\ 90^\circ\ 30^\circ\ 120^\circ\ 90^\circ\ 80((^\circ)/s)]$;
- $Y_3=[200\ 180\ 60\ 400\ 65\ 100^\circ\ 30^\circ\ 120^\circ\ 90^\circ\ 100((^\circ)/s)]$;
- $Y_4=[200\ 180\ 60\ 420\ 65\ 95^\circ\ 30^\circ\ 120^\circ\ 90^\circ\ 150((^\circ)/s)]$ 。

在结构参数不同的共轭凸轮机构驱动下，回冲滑块的位移、速度和加速度的最大值如表 2 所示。

表 2 运动分析结果对比

结构参数	s_{\max}/mm	$v_{\max}/(\text{mm}/\text{s})$	$a_{\max}/(\text{mm}/\text{s}^2)$
Y_1	50	65.40	54.50
Y_2	50	69.77	62.02
Y_3	50	78.50	78.50
Y_4	50	123.95	195.71

4 优化结果分析

优化后的新型回冲滑块装置与传统连杆驱动相比具有如下特点：

1) 共轭凸轮驱动下的回冲滑块可以更准确地实现简谐运动规律，回冲接触弹壳时，加速度由零开始逐渐增大，这种柔性冲击运动特性可以有效避免冲头压伤弹壳底部。如图 9—11 所示，连杆驱动下的回冲滑块在回冲阶段并非严格的简谐运动规律。

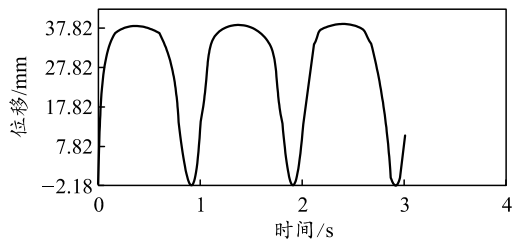


图 9 回冲滑块位移运动规律

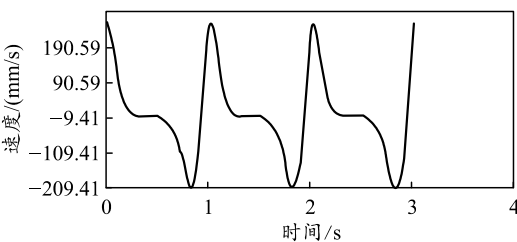


图 10 回冲滑块速度运动规律

当生产其他品种弹壳时，只需更换与该弹壳型号相匹配的共轭凸轮，重复上述优化过程即可。

3) 共轭凸轮回冲滑块装置优化了传动路线。如图 3 所示，边轴 1 安装在机身侧面，采用 2 对锥齿轮将电机和曲轴上的运动和动力直接传送到共轭凸轮机构，回冲滑块与主动滑块的运动互不干扰。共轭凸轮机构也安装在机身外侧，共轭凸轮零件更换操作更加容易。而连杆驱动机构安装在机身内部，其结构实质是把主冲滑块作为回冲滑块的直接动力源，这种传动结构既不便于安装，也无法有效调节回冲滑块的运动状态。

5 结论

- 1) 弥补了回冲滑块运动特性的不足，更好地满足了弹壳回冲工艺要求；
- 2) 优化了回冲滑块装置结构布局和传动路线，提高了回冲滑块的运动精度；
- 3) 实现了弹壳成形机床生产多种型号弹壳的目标，降低了生产成本。

参考文献：

[1] 欧长劲, 姚斌, 田国华. 摆动滚子从动件共轭凸轮的参数化设计[J]. 轻工机械, 2010, 28(3): 48-51.

[2] 唐善华. 应用复极矢量函数设计摆动从动件共轭凸轮机构[J]. 机械传动, 2007, 31(4): 38-40.

[3] 曾鹏飞, 张星. 基于 Pro/E 的平面共轭凸轮机构设计及运动分析[J]. 机械传动, 2014, 38(12): 55-58.

[4] 刘飞, 张大伟. 基于 Pro/E 和 Adams 的共轭凸轮设计与仿真[J]. 机械研究与应用, 2010(1): 60-62.

[5] 唐春阳, 许兴稳, 陈荣发. 滚子摆动从动件平面共轭凸轮的设计与制造[J]. 扬州大学学报(自然科学版), 2010, 13(2): 37-40.

[6] 李郝林, 董波, 陈锐. 凸轮轴共轭磨削中共轭凸轮的计算方法[J]. 东华大学学报(自然科学版), 2008, 34(5): 624-626.

[7] 贺向东. 共轭凸轮轮廓曲线曲率半径的计算[J]. 鹭江大学学报, 1994, 3(4): 48-54.

[8] 金国光. 打纬机构钢筘的柔性动力学分析[J]. 天津工

业大学学报, 2020, 39(4): 73-81.

[9] 邱海飞. 剑杆织机打纬共轭凸轮仿真设计与验证[J]. 机械设计, 2021, 38(4): 107-111.

[10] 葛乐乐, 张龙, 胡凯文. 基于遗传算法的共轭凸轮机构计算机辅助设计[J]. 机电工程, 2021, 38(2): 210-215.

[11] TANG X M. Calculation algorithm for kinematics accuracy reliability of conjugate cams beating-up mechanism[J]. Journal of Information & Computational Science, 2014, 11(18): 6787-6793.

[12] 石永刚, 吴央芳. 凸轮机构设计与应用创新[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 20-63.

[13] ZHANG L, HE H, SU Z S. The effect of the components' material properties to the conjugate cam weft insertion mechanism with clearance[J]. Materials Research Innovations, 2015, 19(9): 245-249.

[14] 刘昌祺, 刘庆立, 蔡昌蔚. 自动机械凸轮机构实用设计手册[M]. 北京: 科学出版社, 2013: 18-27.

[15] 朱理, 王贤民, 黄忠东. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004: 129-140.

(上接第 4 页)



图 5 二次试验编组结果

4 结论

在已知目标相对价值和相关作战信息的条件下, 给定毁伤要求, 笔者研究可以完成任务的最优化分配并实现编组作战。该方法不仅操作流程简单, 快捷方便, 而且任务分配精准, 在高效完成作战任务的同时不产生冗余负担, 具有较好的应用价值和发展前景。

参考文献：

[1] 陈均明. 随机资源分配问题建模和随机模拟遗传算法求解[J]. 重庆工商大学学报(自然科学版), 2006, 23(5): 430-434.

[2] 赵劲松, 李忠光, 门君. 基于模糊聚类装备保障力量单元编组研究[J]. 军事交通学院学报, 2008, 20(1): 32-36.

[3] 王坚浩, 张亮, 史超. 基于入侵杂草蝙蝠双子群优化的装备保障编组协同任务规划[J]. 控制与决策, 2019, 34(7): 1375-1384.

[4] 朱传军, 刘明英. 基于改进遗传算法的民航客机地勤调度问题[J]. 湖北工业大学学报, 2020, 35(5): 17-22.

[5] 李国耀. 二炮坑道阵地卫勤保障力量编组要求[J]. 人民军医, 2006, 49(5): 310.

[6] 万仕君, 周军, 唐浩. 预备役部队后勤保障分队编组思考[J]. 后勤战线, 2005(7): 35.

[7] 黄潇潇. 美军战斗营保障力量编组问题[EB/OL]. [2021-07]. <http://www.knowfar.org.cn>.

[8] 郭金玉, 张忠彬, 孙庆云. 层次分析法的研究与应用[J]. 中国安全科学学报, 2008, 18(5): 148-153.

[9] 张士杰, 王辛. 基于组合评价的皖北城市竞争力研究[J]. 安徽广播电视大学学报, 2013(1): 41-45.