

基于傅里叶级数的凸轮连杆组合机构设计

谭镭镙^{1,2,3} 杨宏飞^{1,2,3} 李文元⁴ 贺兵⁴ 沙玉龙⁴ 张子俊⁴ 彭梓杰⁵

(1. 石河子大学机械电气工程学院, 新疆 石河子 832003; 2. 现代农业机械兵团重点实验室, 新疆 石河子 832003; 3. 农业农村部西北农业装备重点实验室, 新疆 石河子 832003; 4. 湖南工业大学机械工程学院, 湖南 株洲 412000; 5. 宁夏大学机械工程学院, 宁夏 银川 750021)

摘要: [目的] 提高高速工况下凸轮连杆组合机构的运动平稳性与可靠性, 研究基于傅里叶级数的凸轮轮廓设计方法。[方法] 通过傅里叶级数展开理论推导凸轮连杆组合机构的运动规律表达式, 分析初始参数对运动特性的影响规律; 以包装机械升降机构为例, 通过 MATLAB 设计傅里叶级数凸轮轮廓曲线, 并验证其基本尺寸、运动及动力学性能。[结果] 当傅里叶级数展开阶数 $k=15$ 时, 可有效平衡运动精度与加速度波动, 所设计的凸轮轮廓曲线连续无冲击, 最大压力角为 41.39° , 最小曲率半径为 5.42 mm, 速度和加速度曲线均能满足高速工况使用要求。[结论] 该方法通过单一运动规律的傅里叶级数展开简化设计流程, 避免了分段求解的复杂性, 显著提升了凸轮连杆机构在高速运行下的稳定性和动态性能。

关键词: 傅里叶级数; 凸轮; 连杆组合机构; 运动规律; MATLAB

Design of cam-linkage combined mechanism based on Fourier series

TAN Rongdeng^{1,2,3} YANG Hongfei^{1,2,3} LI Wenyuan⁴ HE Bing⁴ SHA Yulong⁴
ZHANG Zijun⁴ PENG Zijie⁵

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Shihezi University, Shihezi, Xinjiang 832003, China; 2. Xinjiang Production and Construction Corps Key Laboratory of Modern Agricultural Machinery, Shihezi, Xinjiang 832003, China; 3. Key Laboratory of Northwest Agricultural Equipment, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Shihezi, Xinjiang 832003, China; 4. School of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou, Hunan 412000, China; 5. School of Mechanical Engineering, Ningxia University, Yinchuan, Ningxia 750021, China)

Abstract: [Objective] To enhance the motion smoothness and reliability of cam-linkage combined mechanisms under high-speed operating conditions and to investigate a cam profile design method based on Fourier series. [Methods] This study derives the motion law expression of a cam-linkage combined mechanism through the Fourier series expansion theory and analyzes the influence of initial parameters on motion characteristics. Taking the lifting mechanism of packaging machinery as an example, the study employs MATLAB for cam profile curve design based on Fourier series and validates the basic dimensions and motion and dynamic performance of the cam. [Results] When the Fourier series expansion order k is 15, motion accuracy and acceleration fluctuations can be effectively balanced. The designed cam profile curve is continuous and impact-free with a maximum pressure angle of 41.39° and a minimum curvature radius of 5.42 mm. Both the velocity and acceleration curves meet the requirements for high-speed operation. [Conclusion] The method simplifies the design process by applying Fourier series expansion with a single motion law, eliminating the complexity of segmented calculations. It significantly improves the stability and dynamic performance of cam-linkage mechanisms under high-speed conditions.

基金项目: 国家自然科学基金项目 (编号: 52175240)

通信作者: 杨宏飞 (1994—), 男, 石河子大学副教授, 博士。E-mail: yanghf20@mails.jlu.edu.cn

收稿日期: 2025-01-08 **改回日期:** 2025-03-02

引用格式: 谭镭镙, 杨宏飞, 李文元, 等. 基于傅里叶级数的凸轮连杆组合机构设计[J]. 食品与机械, 2025, 41(3): 94-99.

Citation: TAN Rongdeng, YANG Hongfei, LI Wenyuan, et al. Design of cam-linkage combined mechanism based on Fourier series[J]. Food & Machinery, 2025, 41(3): 94-99.

Keywords: Fourier series; cam; linkage combined mechanism; motion law; MATLAB

随着中国包装机械市场规模的持续扩大,用户对包装机械的稳定性和工作效率提出了更高的要求。凸轮连杆组合机构是包装机械中最为常用的机构之一,但现有包装机械中的凸轮连杆组合机构在许多高速场合仍无法满足需求^[1-2]。在凸轮连杆组合机构中的凸轮轮廓设计直接影响该机构的稳定性和效率,而凸轮轮廓曲线的设计又依赖于选定的推杆运动规律。因此,深入研究推杆周期运动规律成为改进凸轮轮廓设计的重要方向。

在凸轮轮廓设计领域,众多学者做出了重要贡献。Lampinen^[3]和 Mermelstein 等^[4]分别采用遗传算法和分段多项式方法,对其凸轮轮廓曲线进行了优化设计。Arabaci^[5]提出一种双圆弧凸轮机构的无量纲设计方法,推导出凸轮轮廓曲线和从动件运动方程。Yu 等^[6]采用高阶插补法与动态优化模型,求解高速凸轮动态性能优化问题。巨刚等^[7]完成了高次多项式运动规律位移方程及参数拟合公式的推导,并对高次多项式运动规律曲线的可行性进行了验证,研究结果表明,七次以上的规则运动曲线在加速度范畴内未出现冲击现象,证明了高阶多项式凸轮的工作稳定性与阶数之间的密切关系。

傅里叶级数理论是现代数学研究的核心内容之一,也是工程技术研究和应用的重要工具,尤其在凸轮轮廓设计方面显示出广泛的适应性。Zhou 等^[8-9]利用有限项傅里叶级数逼近从动件的运动规律,设计了几何封闭式的摆动凸轮机构,有效改善了其在高速工况下的工作性能;又采用傅里叶级数及其动态特性的分析方法,成功设计出降低振动的高速凸轮。周长江等^[10]基于傅里叶级数凸轮的通用设计方法,提出了一种可扩展近休止角的高速傅里叶技术凸轮的改进设计方法。此外,杜坤艳等^[11]根据卷接机组烟支分离轮凸轮工作的相位要求,给出了凸轮曲线的傅里叶级数表达式,并运用最小二乘法确定了优化目标函数,为超高速卷接机组的进一步研究提供了理论依据。

研究旨在提出一种基于傅里叶级数的凸轮设计方法,通过选定工作要求下的初始运动规律及相应的转角,采用解析法简化凸轮轮廓的设计过程,避免复杂的分段求解及组合运动的修正;利用 MATLAB 对傅里叶级数展开时的初始参数选择进行分析,以升降机构为例计算得到傅里叶级数凸轮的轮廓,并验证得到凸轮的基本参数及其运动、动力学特性。

1 傅里叶级数凸轮的运动规律设计原理

在有限区间上,任何满足狄里赫利充分条件的周期函数均可展开成傅里叶级数^[12-14]。由于凸轮机构的运动是周期性的,表征推杆运动规律的周期函数也可以展开成收敛的傅里叶级数,从而得到凸轮机构推杆的周期运动表达式为:

$$S(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(n\varphi) + b_n \sin(n\varphi)], \quad (1)$$

式中:

$S(\varphi)$ ——凸轮机构推杆周期运动位移传递函数;

φ ——凸轮转动及摆动角度,°;

n ——阶数;

a_0 ——一个周期内的平均值常数, $a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} S(\varphi) d\varphi$;

a_n ——第 n 阶余弦系数, $a_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} S(\varphi) \cdot \cos(n\varphi) d\varphi$;

b_n ——第 n 阶正弦系数, $b_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} S(\varphi) \cdot \sin(n\varphi) d\varphi$ 。

在傅里叶凸轮运动规律设计中,采用有限项傅里叶级数展开逼近理想运动轨迹,既能通过控制高阶谐波幅值抑制从动件共振风险^[15],又能满足工程精度需求。假设有有限项数为 k ,设计所采用的运动表达式为:

$$S(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^k [a_n \cos(n\varphi) + b_n \sin(n\varphi)]. \quad (2)$$

依据工作要求选定运动规律及对应的凸轮转角,运用积分性质计算推程、远休止、回程和近休止 4 段的系数 a_0 、 a_n 、 b_n ,将系数代入式(2),从而得到傅里叶级数展开后的运动表达式。

高阶多项式凸轮在工作过程中的稳定性和精确度与其阶数有关^{[16]289[17]}。为了验证傅里叶级数展开的阶数 k 是否对傅里叶级数凸轮的稳定性和精确度产生影响,选择推程角 $\varphi_1 = 60^\circ$,远休止角 $\varphi_2 = 100^\circ$,回程角 $\varphi_3 = 80^\circ$,近休止角 $\varphi_4 = 120^\circ$,行程 $h = 100 \text{ mm}$;推程运动规律选定为一次多项式运动规律,回程运动规律则采用正弦运动规律;阶数 k 分别取 7, 15, 30;将推杆运动规律进行傅里叶级数展开,其展开后的运动规律图像如图 1 所示。

经过计算,7 阶、15 阶和 30 阶展开的运动规律与原运动规律的均方根误差分别为 1.01, 0.31, 0.10。结果表明,傅里叶级数展开的阶数越高,精度越高。在相同条件下,分析了 15 阶和 30 阶展开的加速度,结果如图 2 所示。

从图 2 可以看出,在远休止段和近休止段,30 阶展开的加速度曲线相比于 15 阶展开的波动较大且存在偏移。尽管傅里叶级数的展开阶数越大,结果越接近原曲线,但

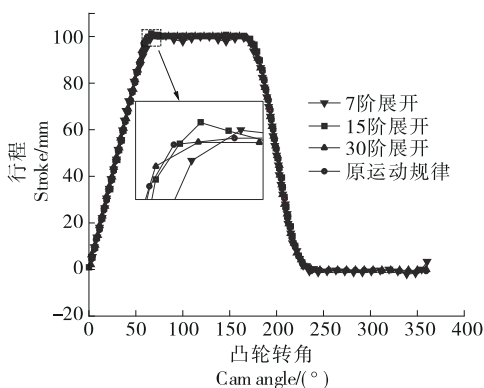


图1 傅里叶级数展开

Figure 1 Fourier series expansion

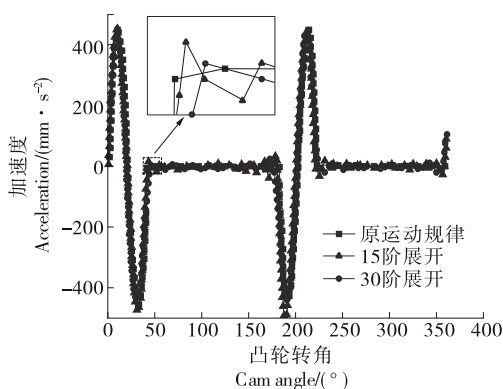


图2 15阶、30阶展开加速度曲线比较

Figure 2 Comparison of acceleration curves under 15th- and 30th-order expansion

过高的阶数会导致加速度的波动加剧,从而影响凸轮连杆组合机构的稳定性。因此,在设计凸轮轮廓曲线时,选定傅里叶级数展开的阶数 $k=15$,即可满足工作要求。

结合图1可以看出,15阶傅里叶级数展开,既可修正两段运动规律在衔接点上的运动参数,使工作过程的推程与回程具有不同特性,又简化了计算过程。此外,展开后的结果是整段曲线,具有连续性且无冲击,从而提高了凸轮连杆组合机构的工作性能。

当推程角 φ_1 与回程角 φ_3 小于 10° 时,会使傅里叶级数展开后的运动规律曲线出现较大波动,导致精确度降低,进而影响行程的准确度,此时先合理选定转角,对选定的运动规律进行傅里叶级数展开,然后采用谐波凸轮逼近的仿制算法替换转角和行程,从而得到符合工作要求的傅里叶级数运动规律。

图3所示为推程角 $\varphi_1=60^\circ$,远休止角 $\varphi_2=60^\circ$,回程角 $\varphi_3=10^\circ$,近休止角 $\varphi_4=230^\circ$,行程 $h=100\text{ mm}$,推程运动规律为一次多项式运动规律,回程运动规律为正弦运动规律的傅里叶级数展开图像。

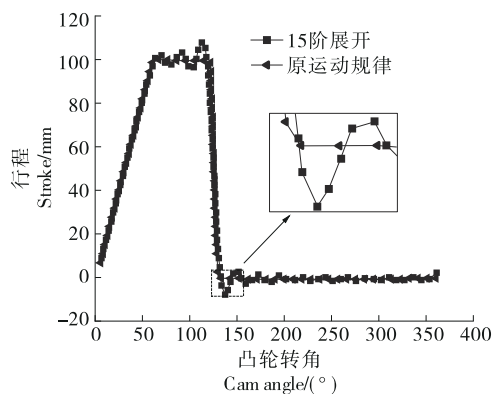


图3 回程角较小时的傅里叶级数运动规律

Figure 3 Motion law of Fourier series with small return angle

2 傅里叶级数凸轮轮廓线设计

选用盘形凸轮连杆机构来实现带物料的升降及停止等动作,如图4所示,已知点 C 的坐标为 $C(0.00, 0.00)$,点 A 的坐标为 $A(-371.65, -70.00)$, AB 的长度 $a_1=365.00\text{ mm}$, BD 的长度 $a_2=325.00\text{ mm}$, DE_1 的长度 $b=160.00\text{ mm}$ 。当滑块处于最高点时, E_0 点的坐标为 $E_0(318.63, 109.00)$,滑块从最高点开始下降距离为 s ;根据实际需求,最高点到最低点的最大距离 S_M ,即行程为 $h=38.00\text{ mm}$ 。根据凸轮从动件的运动规律要求,选取推程角 $\varphi_1=40^\circ$,远休止角 $\varphi_2=140^\circ$,回程角 $\varphi_3=40^\circ$,近休止角 $\varphi_4=140^\circ$;推程与回程均采用五次多项式运动规律,傅里叶级数展开阶数 $k=15$ 。

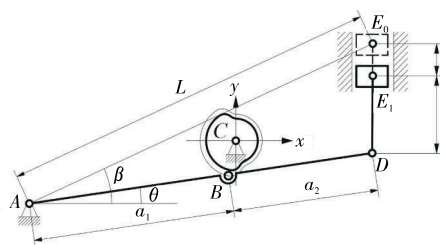


图4 升降机构简图

Figure 4 Lifting mechanism

为避免求解边界条件产生的误差对傅里叶级数展开的影响,采用无因次方程式来表达该升降机构的原五次多项式运动规律。对于摆动从动杆,五次多项式运动规律^{[16]327}可表示为:

$$S = 6\phi^5 - 15\phi^4 + 10\phi^3, \quad (3)$$

式中:

S ——五次多项式运动规律;

ϕ ——从动件推杆升程及回程阶段中曲柄的无因次转角,°。

升程阶段 $\phi = \varphi/\varphi_1$;回程阶段 $\phi = (\varphi - \varphi_1 - \varphi_2)/\varphi_3$ 。

升降机构滑块从最高点开始下降,则其工作循环的运动规律取负值,选定五次多项式运动规律及相应转角系数,代入式(2),可得傅里叶级数展开后的方程式为:

$$\begin{aligned} S(\varphi) = & -37.9984 + 8.2034\cos(1\varphi) - 22.5344\sin(1\varphi) + \\ & 0.0003\cos(2\varphi) + 0.0016\sin(2\varphi) + 6.4521\cos(3\varphi) - \\ & 3.7242\sin(3\varphi) - 0.0015\cos(4\varphi) + 0.0005\sin(4\varphi) + \\ & 3.8104\cos(5\varphi) + 0.6716\sin(5\varphi) - 0.0008\cos(6\varphi) - \\ & 0.0014\sin(6\varphi) + 1.4181\cos(7\varphi) + 1.6881\sin(7\varphi) + \\ & 0.0012\cos(8\varphi) - 0.0011\sin(8\varphi) + 0.0016\cos(9\varphi) + \\ & 1.2418\sin(9\varphi) + 0.0012\cos(10\varphi) + 0.0011\sin(10\varphi) - \\ & 0.4157\cos(11\varphi) + 0.4973\sin(11\varphi) - 0.0008\cos(12\varphi) + \\ & 0.0013\sin(12\varphi) - 0.2828\cos(13\varphi) + 0.0501\sin(13\varphi) - \\ & 0.0015\cos(14\varphi) - 0.0007\sin(14\varphi) - 0.0715\cos(15\varphi) - \\ & 0.0422\sin(15\varphi)。 \end{aligned} \quad (4)$$

傅里叶级数展开后的运动规律图像如图5所示,其运动规律形成了一条满足凸轮轮廓设计的曲线。

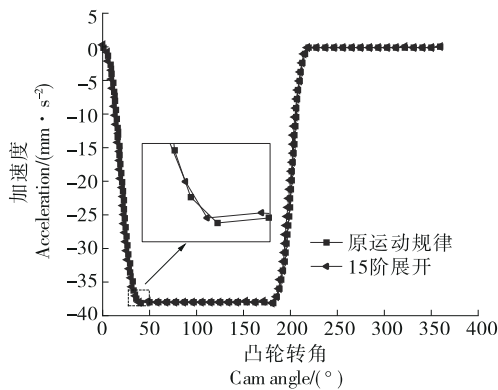


图5 傅里叶级数展开后的图像

Figure 5 Plot after Fourier series expansion

在凸轮连杆组合机构运动过程中,如图4的点E纵坐标标记为 $y_E = y_{E0} + s$, $AE = L$, AD 与过A点水平线的夹角为 θ ,滚子中心点与凸轮理论轮廓线的交点为点B。由两点间的距离公式和余弦定理,可以得到点B坐标为: $B(x_A + a_1 \cdot \cos \theta, y_A + a_1 \cdot \sin \theta)$ 。凸轮理论轮廓曲线的方程可以用点B在整个周期的运动轨迹极坐标方程表示:

$$r = \sqrt{x_B^2 + y_B^2}。 \quad (5)$$

由于傅里叶级数展开后的运动规律是连续的,极径对应的极角在一个 2π 周期内计算得到。根据式(5),使用

MATLAB计算得出的傅里叶级数凸轮理论轮廓曲线如图6所示。

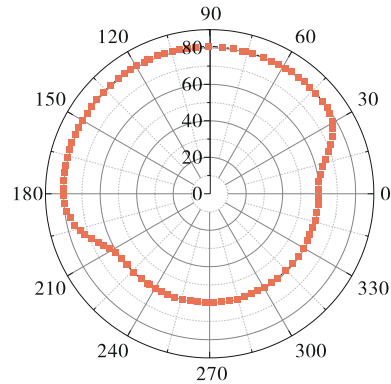


图6 傅里叶级数凸轮理论轮廓曲线

Figure 6 Theoretical cam profile curve based on Fourier series

3 基本尺寸及运动、动力性能的验算

3.1 压力角

为了提高凸轮机构效率、改善其受力状况和避免自锁现象,凸轮机构的最大压力角 $\alpha_{\max}$ 应小于许用压力角 $[\alpha]$,且 $[\alpha]$ 值应远小于临界压力角 $[\alpha_c]$ 。对于摆动推杆的推程,建议 $[\alpha]$ 取值为 $35^\circ \sim 45^\circ$;而回程阶段不存在自锁问题, $[\alpha]$ 可以取 $70^\circ \sim 80^\circ$ 。

设AB杆的运动方向法线斜率为 k_1 ,滚子中心理论轮廓线的法线斜率为 k_2 ,与该法线垂直的直线斜率为 k_3 ,压力角 α 即为AB杆运动方向线与滚子中心理论轮廓线法线之间的夹角。已知凸轮轮廓曲线, k_3 的求取可近似为两边相邻点所在直线的斜率,以避免求导和傅里叶级数展开的复杂性,从而提高运算速度。根据两条互相垂直直线斜率相乘结果为-1,可以得出:

$$k_1(i) = \frac{y_{B(i)} - y_A}{x_A - x_{B(i)}}, \quad (6)$$

$$k_2(i) = \frac{y_{B(i+1)} - y_{B(i-1)}}{x_{B(i+1)} - x_{B(i-1)}}, \quad (7)$$

$$\alpha(i) = \left| \arctan \frac{k_2(i) - k_1(i)}{1 + k_2(i)k_1(i)} \right|, \quad (8)$$

式中:

i ——轮廓线上的第 i 点;

$\alpha(i)$ ——第 i 点的压力角,许用压力角 $[\alpha]$ 暂选为 45° 。

通过MATLAB编程计算得出,在15阶傅里叶级数展开时,最大压力角为 41.39° ,小于许用压力角 $[\alpha] = 45^\circ$,符合工作要求。压力角计算的伪代码如下:

Algorithm I The calculation of pressure Angle

- 1 Input: Initial parameters (e.g., x_A , y_A , a_1 , etc.) and angle ranges (e.g., ϕ_{i1} , ϕ_{i2} , etc.).
- 2 Output: 3D and 2D plot of positions.
- 3 Begin algorithm
- 4 Function: Perform trigonometric calculations to update positions and angles, and generate plots.
- 5 Define: Define variables and arrays to store positions, angles, and other parameters.
- 6 Function declaration: No explicit function declarations.
- 7 Initialt: Setting initial parameter values.
- 8 Set: Defining intervals for angles and distance-related calculations.
- 9 Compute distances, angles, and positions of points using trigonometric relations and polynomial functions.
- 10 for $idx=1:\text{length}(\text{phia})$
 - $s1=-(23*x1(idx).^3)/27000;$
 - $yE=h+s1;$
 - $xE=x1(idx);$
 - $L=\text{sqrt}((xE-xA).^2+(yE-yA).^2);$
 - $\text{beta}=\text{asin}((yE-yA)/L);$
 - $\text{theta}=\text{beta}-\text{acos}((L.^2+(a1+a2).^2-b.^2)/(2.*L.*(a1+a2)));$
 - $xB=xA+a1.*\cos(\text{theta});$
 - $yB=yA+a1.*\sin(\text{theta});$
 - $xb1=xB(idx);$
 - $yb1=yB(idx);$
 - $L1=\text{sqrt}(xb1.^2+yb1.^2);$
 - $L2=\text{sqrt}(xB.^2+yB.^2);$
 - $L3=\text{sqrt}((xB-xb1).^2+(yB-yb1).^2);$
 - $\text{theta01}=\text{acos}((L1.^2+L2.^2-L3.^2)/(2*L1.*L2));$
 - $\text{phi0a}(idx)=-(\text{phia}(idx)-\text{theta01})+\text{phi6};$
 - $r1=\text{sqrt}(xB.^2+yB.^2);$
- 11 Return: No explicit return, but graphical output as the result.
- 12 End algorithm

3.2 速度与加速度

凸轮机构从动件的速度和加速度突变,会导致从动件机构振动,影响定位精度,使得凸轮轮廓曲线出现交叉或尖点而产生运动失真。对式(4)进行运动和动力特性分析,结果如图7和图8所示,傅里叶级数展开后的运动规律的速度和加速度曲线连续且无突变,表明傅里叶级数凸轮符合工作要求,并适用于高速运行情况。

3.3 曲率半径

对于外凸的凸轮轮廓曲线,当理论凸轮轮廓曲线的曲率半径与基圆半径相等时,即 $\rho=r_r$,实际轮廓曲线出现尖点;若 $\rho < r_r$,实际轮廓曲线出现交叉,从而导致运动失真。一般地,最小曲率半径取值 5 mm。理论凸轮轮廓曲线的曲率半径^[18]可表示为:

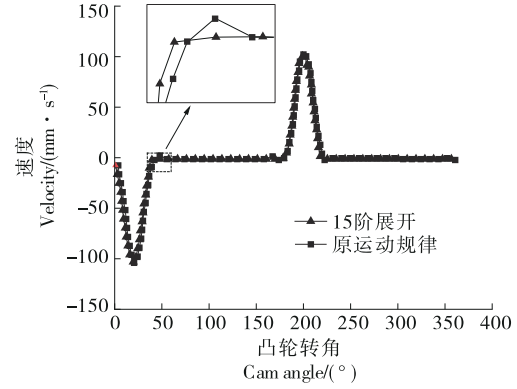


图7 展开后运动规律的速度曲线

Figure 7 Velocity curve of motion law after expansion

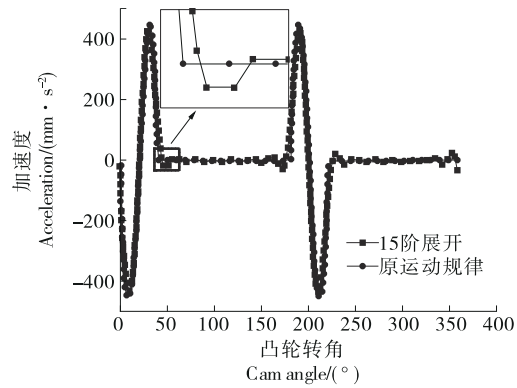


图8 展开后运动规律的加速度曲线

Figure 8 Acceleration curve of motion law after expansion

$$\rho = \frac{[(S(\varphi))^2 + (dS(\varphi)/d\varphi)^2]^{3/2}}{(S(\varphi))^2 + 2(dS(\varphi)/d\varphi)^2 - S(\varphi)d^2S(\varphi)/d\varphi^2} \quad (9)$$

将傅里叶级数展开后的运动规律式(4)代入式(9)中进行计算,得到凸轮的最小曲率半径 $\rho=5.42$ mm,符合工作要求。

4 结论

(1) 随着展开阶数(k)的增加,提高了运动规律的精度,但过高的阶数(如 $k=30$)反而会导致加速度曲线波动加剧,影响机构的稳定性。综合考虑精度与稳定性,选择 $k=15$ 阶傅里叶级数展开能够满足设计要求,在保证运动平滑性的同时避免不必要的动态干扰。

(2) 傅里叶级数展开的凸轮轮廓设计方法避免了传统分段求解的复杂性,能够直接通过常规运动规律(如多项式或正弦规律)进行展开,并修正推程与回程在衔接点上的运动参数。该方法不仅简化了计算过程,还能生成连续、无冲击的运动曲线,显著提升凸轮连杆组合机构在高速工况下的运行平稳性和可靠性。

(3) 通过合理选择初始转角进行展开,采用谐波凸轮

逼近算法调整转角和行程,获得符合实际需求的运动规律。

(4) 通过 MATLAB 仿真与理论计算,验证了傅里叶级数凸轮在压力角($\alpha < 45^\circ$)、速度/加速度连续性以及曲率半径($\rho > 5 \text{ mm}$)等方面均满足工程要求。该方法尤其适用于高速工况的包装机械,能够显著提升机构的动态性能与工作寿命。

参考文献

- [1] 马秋成, 肖江, 张魁, 等. 基于凸轮机构驱动的无级变速器设计与仿真[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2020, 47(6): 43-51.
MA Q C, XIAO J, ZHANG K, et al. Design and simulation of continuously variable transmission driven based on cam mechanism[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2020, 47(6): 43-51.
- [2] 张氢, 陈文韬, 陈森, 等. 数控凸轮轴磨床颤振稳定性研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2020, 47(2): 45-52.
ZHANG Q, CHEN W T, CHEN M, et al. Study on cutting chatter stability of a computerized numerical control camshaft grinder[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2020, 47(2): 45-52.
- [3] LAMPINEN J. Cam shape optimisation by genetic algorithm[J]. Computer-Aided Design, 2003, 35(8): 727-737.
- [4] MERMELSTEIN S P, ACAR M. Optimising cam motion using piecewise polynomials[J]. Engineering with Computers, 2004, 19(4): 241-254.
- [5] ARABACI E. Dimensionless design approach to translating flat faced follower mechanism with two-circular-arc cam[J]. Mechanical Sciences, 2019, 10(2): 497-503.
- [6] YU J W, HUANG K F, LUO H, et al. Manipulate optimal high-order motion parameters to construct high-speed cam curve with optimized dynamic performance[J]. Applied Mathematics and Computation, 2020, 371: 124953.
- [7] 巨刚, 袁亮, 刘小月. 凸轮机构高次多项式运动规律曲线研究及仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2015(5): 107-109, 114.
JU G, YUAN L, LIU X Y. Research and simulation analysis of cam-follower mechanism using high-order polynomial[J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(5): 107-109, 114.
- [8] ZHOU C J, HU B, CHEN S Y, et al. An enhanced flexible dynamic model and experimental verification for a valve train with clearance and multi-directional deformations[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 410: 249-268.
- [9] ZHOU C J, HU B, CHEN S Y, et al. Design and analysis of high-speed cam mechanism using fourier series[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 104: 118-129.
- [10] 周长江, 蒋兴和, 王海航, 等. 可扩展近休止角的高速傅里叶级数凸轮设计方法[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2022, 49(12): 11-19.
ZHOU C J, JING X H, WANG H H, et al. Design method of high-speed fourier cam with extensible near-rest angle[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2022, 49(12): 11-19.
- [11] 杜坤艳, 孙斌, 程卫民, 等. PROTOS2-卷接机组烟支分离轮凸轮设计方法研究[J]. 烟草科技, 2014(5): 27-29.
DU K Y, SUN B, CHENG W M, et al. Design method of cam for tobacco rods separating drum in PROTOS2-2 cigarette maker[J]. Tobacco Science & Technology, 2014(5): 27-29.
- [12] 杜韧, 冯伟娜, 刘昭, 等. 基于 MATLAB 语言的凸轮轮廓曲线的解析法设计[J]. 机械工程师, 2018(7): 1-4.
DU R, FENG W N, LIU Z, et al. Analytic method design of cam profile curve based on MATLAB[J]. Mechanical Engineer, 2018(7): 1-4.
- [13] 苑永祥, 刘子一, 赵立彬. 基于 MATLAB 解析法设计凸轮轮廓[J]. 中国宽带, 2021(5): 174-175.
YUAN Y X, LIU Z Y, ZHAO L B. Design of cam contour based on MATLAB analysis method[J]. China Broadband, 2021(5): 174-175.
- [14] ABDERAZEK H, YILDIZ A R, MIRJALILI S. Comparison of recent optimization algorithms for design optimization of a cam-follower mechanism[J]. Knowledge-Based Systems, 2020, 191: 105237.
- [15] 李雪军. 基于傅里叶级数从动件运动规律的凸轮设计方法与性能分析[J]. 机械传动, 2018, 42(12): 86-92, 103.
LI X J. Design method and performance analysis of cam based on fourier series follower motion law[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(12): 86-92, 103.
- [16] 许林成. 包装机械原理与设计[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1988.
XU L C. Principle and design of packaging machinery[M]. Shanghai: Shanghai Scientific & Technical Publishers, 1988.
- [17] 蒋志华, 贺兵, 敬宏图, 等. 凸轮连杆组合机构解析法设计[J]. 机械工程师, 2021(4): 60-62, 65.
JIANG Z H, HE B, JING H T, et al. Analytical design of cam-link combination mechanism[J]. Mechanical Engineer, 2021(4): 60-62, 65.
- [18] 马格雷伯. MATLAB 原理与工程应用[M]. 高会生, 李新叶, 胡智奇, 等译. 2 版. 北京: 电子工业出版社, 2006: 270.
MAGRAB E B. An engineer's guide to MATLAB[M]. GAO H S, LI X Y, HU Z Q, et al. 2nd ed. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2006: 270.