

DOI:10.16356/j.1005-2615.2025.03.014

基于遗传算法的飞机客舱门手柄凸轮轮廓曲线优化

龚旭彬, 刘 雷, 何胜聪

(南京航空航天大学机电学院, 南京 210016)

摘要: 作为舱门操作的核心部件, 舱门手柄凸轮机构直接影响舱门的操作效率与安全性能。为提高舱门操作效率, 改善手柄凸轮的接触特性及从动件负载, 采用非支配排序遗传算法(Non-dominated sorting genetic algorithm II, NSGA-II)对舱门手柄凸轮机构进行了多目标优化设计。优化结果表明: 该算法提升驱动曲线优化效果显著, 压力角、阻力和阻力矩均有所降低, 曲率半径得到了适当增大; 泄压门驱动曲线的优化效果较弱, 但仍实现了一定的性能提升。该研究为舱门凸轮机构的优化设计提供了有效的解决方案, 具有良好的实际应用前景。

关键词: 非支配排序遗传算法; 客舱门手柄凸轮; 凸轮轮廓曲线; 层次性分析法; 多目标优化

中图分类号: V223

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2025)03-0527-08

Optimization of Aircraft Cabin Door Handle Cam Profile Curve Based on Genetic Algorithm

GONG Xubin, LIU Lei, HE Shengcong

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: As the key component of cabin door operation, the cam mechanism of cabin door handle directly affects the efficiency and safety of cabin door operation. To improve the operation efficiency of the cabin door, the non-dominated sorting genetic algorithm II (NSGA-II) is employed for the multi-objective optimization design of the cabin door handle cam mechanism. The optimization results indicate significant improvements on the performance of the driving curve. Specifically, the pressure angle, the resistance and the resistance torque are all reduced, and the curvature radius is increased. The optimization effect of the relief valve drive curve is relatively weak, but still achieve a certain degree of enhancement. This study provides an effective solution for the optimization design of cabin door cam mechanisms and has good practical application prospects.

Key words: non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA-II); cabin door handle cam; cam profile curve; analytic hierarchy process; multi-objective optimization

随着全球航空运输业的快速增长, 机型设计的复杂性以及对安全性的要求不断提升。舱门设计在确保航空安全和方便乘客上下机方面显得尤为重要。飞行过程中如果发生紧急情况需要紧急着陆时, 国际上各民航当局在运输类飞机适航标准中对飞机的应急设施有相关规定, 在座位超过 44 座的飞机上, 要求在模拟应急情况下, 旅客和机组人

员需能在 90 s 内安全撤离, 且需通过实际演习验证^[1]。舱门手柄凸轮机构作为舱门打开或关闭操作的核心部件, 其凸轮轮廓曲线的设计直接影响舱门的操作效率。因此, 优化手柄凸轮的轮廓曲线, 可以减少机务人员在打开或关闭舱门时所需施加的力, 提高舱门操作效率, 改善手柄凸轮的接触特性及从动件负载。

收稿日期: 2024-12-23; 修订日期: 2025-03-11

通信作者: 刘雷, 男, 副教授, E-mail: liulei6278@nuaa.edu.cn。

引用格式: 龚旭彬, 刘雷, 何胜聪. 基于遗传算法的飞机客舱门手柄凸轮轮廓曲线优化[J]. 南京航空航天大学学报(自然科学版), 2025, 57(3): 527-534. GONG Xubin, LIU Lei, HE Shengcong. Optimization of aircraft cabin door handle cam profile curve based on genetic algorithm[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics (Natural Science Edition), 2025, 57(3): 527-534.

关于凸轮轮廓曲线优化的研究,宋林松等^[2]采用拼接组合法对恒流量泵的凸轮轮廓曲线进行了优化设计。姜国栋等^[3]采用线性逼近法,通过调整运动规律来改善凸轮的运动特性。熊镐等^[4]应用线性规划方法对凸轮曲线进行优化。汤迎红等^[5]通过优化工具箱基于惩罚函数法,对摆动式磨头的圆柱端面凸轮曲线进行了优化。基于 MATLAB 优化工具箱进行优化的优势在于其优化过程相对简单,能够通过求解工具快速得到结果。然而,该方法的缺点是容易陷入局部最优解,从而可能无法获得全局最优解。许蓄等^[6]通过 Adams 优化模块对包含凸轮的整套机构进行优化,得到凸轮的轮廓曲线。该方法在优化过程中计算效率并不高。王文格等^[7]将调制原理应用于凸轮曲线设计,利用调制信号调整曲线形状,并结合粒子群算法进行优化,凸轮的动力学特性得到了显著提升。Yin 等^[8]利用粒子群优化算法对 4 种经典凸轮型线进行优化和重构。同时,根据重构的凸轮轮廓得到了织机综框的运动特性。尽管粒子群算法具有较强的搜索能力,但在高维目标优化中,缺乏有效的机制来避免陷入局部最优解。贾毅朝等^[9]对比了复合形法和遗传算法在优化内燃机配气凸轮中的应用,实例表明遗传算法在优化效率和结果稳定性方面优于复合形法。游国忠等^[10]针对内燃机凸轮优化设计特点和难点,采用遗传算法进行优化,取得了显著的优化成果。文献[11-12]将多目标优化问题转化为单目标优化函数,并将其作为遗传算法中的适应度函数进行求解。通过与线性加权法的结果进行比较,进一步验证了遗传算法在优化凸轮轮廓曲线方面的优越性。然而,将多个目标通过理想点法转化为一个单目标优化函数,难以避免某些目标函数在优化结果中未能充分体现的问题。文献[13]提出了一种利用 5 次非均匀有理 B 样条(Non-uniform rational B-spline, NURBS)曲线设计柔性凸轮轮廓的方法。通过调整结点向量、控制点和权重因子对凸轮曲线进行优化并利用改进遗传算法对凸轮轮廓曲线进行多目标优化。上述文献开展了凸轮轮廓曲线优化的研究,然而关于舱门手柄凸轮轮廓线优化的研究鲜有报导。在凸轮轮廓曲线的优化中,一般机械领域侧重于优化凸轮的运动学和动力学性能优化,如位移、速度和加速度等参数。而舱门手柄凸轮优化则侧重于舱门的可操作性,优化操作力、力矩等参数。

在确定从动件运动规律的基础上,本文以凸轮压力角等特性参数为优化目标,以从动件长度等作为设计变量。由于曲率半径与压力角等特性参数的优化方向相反,导致很难实现均衡的优化效果。

非支配排序遗传算法(Non-dominated sorting genetic algorithm II, NSGA-II)通过其独特的非支配排序机制和拥挤距离计算,能够在多个冲突目标之间取得平衡,并提供一组帕雷托前沿解。为此,通过 NSGA-II,对舱门手柄凸轮机构进行了多目标优化。旨在提高舱门操作的效率,同时综合改善手柄凸轮的接触特性及从动件负载。

1 手柄凸轮机构设计

1.1 机构模型

图 1 为舱门手柄凸轮机构模型,该机构由泄压门驱动机构和提升驱动机构两部分组成。泄压门的开启与舱门的提升遵循特定的先后顺序:手柄逆时针旋转 30° 过程中,泄压门逐渐打开,此阶段提升曲柄保持静止。随着手柄凸轮的继续转动,提升曲柄开始转动,舱门随之提升,而此时泄压门曲柄保持静止。整个过程手柄凸轮逆时针旋转 180° 。

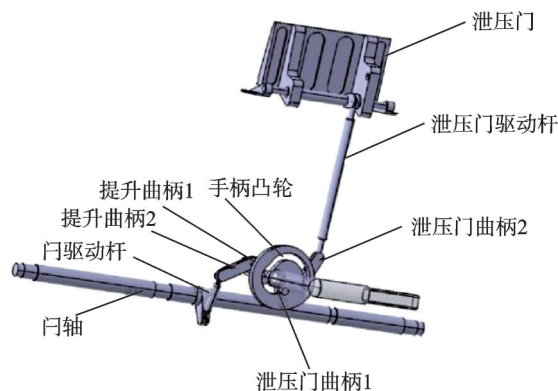


图 1 舱门手柄凸轮机构模型

Fig.1 Model of cam mechanism for cabin door handle

1.2 凸轮轮廓曲线的设计

根据舱门打开过程的要求,手柄凸轮的轮廓曲线一共分为 3 段:泄压门驱动曲线、过渡阶段曲线、提升驱动曲线。

手柄凸轮逆时针转动 30° 过程中,提升曲柄处于近休止位置,而泄压门曲柄顺时针转动 10° 。凸轮逆时针转动 $30^\circ \sim 180^\circ$ 时,提升曲柄顺时针转动 69° 完成提升,而泄压门曲柄保持静止于过渡阶段曲线。为了简化凸轮加工,将 3 条曲线合并为一条曲线,其中过渡阶段曲线是提升阶段曲线的基圆逆时针转动的延伸,且泄压门曲柄的初始角度根据提升阶段曲线的基圆进行设计。

图 2 为手柄凸轮机构运动简图,手柄凸轮逆时针旋转,从而驱动提升曲柄与泄压门曲柄顺时针旋转。提升驱动机构中,提升曲柄长度为 l_1 ,中心距为 a_1 ,其初始位置夹角为 ϕ_0 ,基圆半径为 r_0 。泄压门驱动机构中,泄压门曲柄长度为 l_2 ,中心距为 a_2 ,

初始位置夹角为 ψ'_0 ,基圆半径为 r'_0 。根据舱门维修手册^[14]中舱门提升高度等参数,反向设计推导出提升驱动机构与泄压门驱动机构的相关参数如表 1 所示。

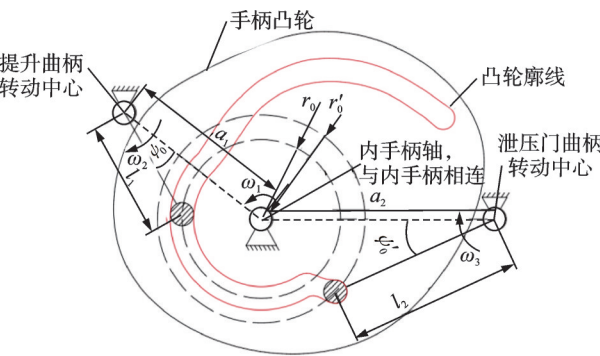


图2 舱门手柄凸轮机构运动简图
Fig.2 Kinematics schematic diagram of cam mechanism of cabin door handle

表 1 基本参数
Table 1 Basic parameters

参数	提升驱动阶段 曲线	泄压门驱动阶段 曲线
中心距/mm	$a_1=74.24$	$a_2=100$
摆动从动件长/mm	$l_1=50$	$l_2=75$
凸轮转向	$\eta_1=-1$	$\eta_2=-1$
从动件转向	$\delta_1=1$	$\delta_2=1$
滚子半径/mm	$r_T=5$	$r_T=5$
初始摆角/rad	$\psi_0=0.38$	$\psi'_0=\psi'+\psi$
基圆半径/mm	$r_0=33.59$	$r'_0=45.05$

表 1 中, ψ 为泄压门曲柄摆动角度, $\psi=10^\circ$; ψ' 为泄压门打开到位之后,泄压门曲柄与机架的夹角, ψ' 的计算公式如下

$$\psi'=\arccos\frac{l_2^2+a_2^2-r_0'^2}{2a_2l_2}\tag{1}$$

以提升驱动机构为例设计凸轮轮廓曲线,从动件运动规律选用正弦加速度运动规律。提升曲柄转动角度 ψ_1 与手柄凸轮转动角度 φ 的关系为

$$\psi_1=\begin{cases}\psi_0 & \varphi\in\left[0,\frac{\pi}{6}\right] \\ \psi_0+69\left[\frac{\varphi-\frac{\pi}{6}}{\frac{5\pi}{6}}-\frac{1}{2\pi}\sin\frac{2\pi\left(\varphi-\frac{\pi}{6}\right)}{\frac{5\pi}{6}}\right] & \varphi\in\left[\frac{\pi}{6},\pi\right]\end{cases}\tag{2}$$

根据反转法原理,可以求得凸轮理论廓线的坐标(以手柄凸轮回转中心为坐标系原点,机架为 x 轴)

$$\begin{cases}x_1=a_1\cos\eta\varphi-l_1\cos(\delta(\psi_1)-\eta\varphi) \\ y_1=a_1\sin\eta\varphi+l_1\sin(\delta(\psi_1)-\eta\varphi)\end{cases}\tag{3}$$

滚子从动件盘形凸轮机构实际廓线的参数方程

$$\begin{cases}X_1=x_1\pm r_T\frac{dy_1/d\varphi}{\sqrt{(dx_1/d\varphi)^2+(dy_1/d\varphi)^2}} \\ Y_1=y_1\mp r_T\frac{dx_1/d\varphi}{\sqrt{(dx_1/d\varphi)^2+(dy_1/d\varphi)^2}}\end{cases}\tag{4}$$

式中:上面一组加、减号表示一条外包络线,下面一组加、减号表示另一条内包络线, $dx_1/d\varphi$ 和 $dy_1/d\varphi$ 可从式(3)求导得到。

2 手柄凸轮轮廓曲线特性参数分析

在对凸轮轮廓曲线进行优化时,需要对其特性参数进行深入分析。压力角直接影响凸轮的传力特性,决定了力的传递效率。曲率半径则关系到与滚子的接触特性,具体影响接触应力及磨损。此外,阻力和阻力矩在整个运动过程中对能量的损耗有重要影响。以提升阶段曲线为例,求解这 4 个特性参数,为优化设计提供理论依据。

2.1 压力角

利用反转法对凸轮机构进行运动分析,如图 3 所示。图 3 中凸轮转动角速度为 ω_1 ,从动件转动角速度为 ω_2 , α 为凸轮压力角, ψ_1 为曲柄转动角度, O 点为凸轮转动中心, A 点为摆动从动件转动中心, B 点为滚子中心, l_0 为从动件长度。

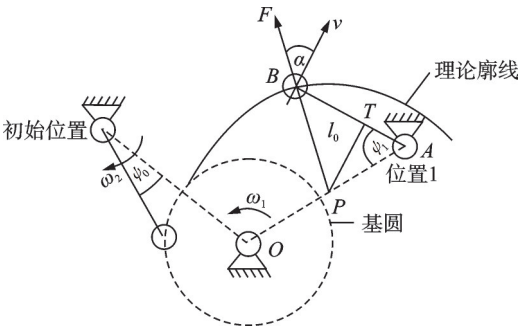


图3 凸轮运动分析示意图
Fig.3 Schematic diagram of cam kinematics analysis

P 点为凸轮与摆动从动件的相对速度瞬心,由瞬心性质可知

$$\omega_1L_{OP}=\omega_2L_{AP}\tag{5}$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{d\psi_1/dt}{d\varphi/dt}\tag{6}$$

联立式(5,6)可得: $L_{OP}=\frac{a(d\psi_1/d\varphi)}{1+d\psi_1/d\varphi}$, $L_{AP}=\frac{a}{1+d\psi_1/d\varphi}$ 。其中 φ 为凸轮转动角度, a 为中心距。

过 P 点做摆动从动件垂线交于 T 点, 在 $\triangle TPB$ 与 $\triangle TPA$ 中

$$L_{PT} = L_{AP} \sin \phi_1 \quad (7)$$

$$L_{BT} = l_0 - L_{AP} \cos \phi_1 \quad (8)$$

$$\tan \alpha = L_{BT} / L_{PT} \quad (9)$$

$$\alpha = \arctan \frac{l_0(1 + d\phi_1/d\varphi) - a \cos \phi_1}{a \sin \phi_1} \quad (10)$$

2.2 阻力和阻力矩

龚子健等^[15]在不考虑摩擦的前提下, 对机构进行动力学分析, 可得到凸轮对推杆的法向作用力 F 为

$$F = \frac{I\varepsilon}{l_0 \cos \alpha} = \frac{\frac{1}{3}ml_0^2\varepsilon}{l_0 \cos \alpha} = \frac{ml_0\varepsilon}{3\cos \alpha} \quad (11)$$

运动中摆动从动件对凸轮产生的阻力矩 M 为

$$M = FL_{OP} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha - \phi_1\right) = I\varepsilon \frac{d\phi_1}{d\varphi} = \frac{1}{3}ml_0^2\varepsilon \frac{d\phi_1}{d\varphi} \quad (12)$$

式中: I 为摆动从动件绕 A 点的转动惯量, ε 为摆动从动件转动角加速度, m 为摆动从动件的质量。

2.3 曲率半径

通过高副低代将摆动从动件滚子凸轮机构替换成铰链四杆机构, 如图 4 所示, 替换后的铰链四

杆机构为 $ODBA$ 。 OD 为曲柄, BA 为从动件。 C 点为杆 BD 与杆 OA 的瞬心, P 点为杆 OD 与杆 BA 的速度瞬心。该瞬时凸轮与滚子接触点处的凸轮理论廓线曲率半径即为连杆 BD 的长度。

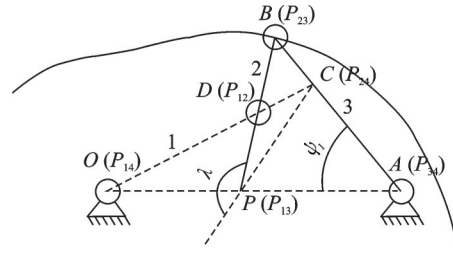


图 4 高副低代示意图

Fig.4 Schematic diagram of high pair replaced by low pair

由弗列登斯坦理论^[16], 图 4 中 PC 连线称为共线轴。在四杆机构 $ODBA$ 中, 曲柄 OD 角速度 ω_1 , 从动件 AB 的角速度 ω_2 , 角加速度 ε_2 , 存在关系为

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 k(1 - k) \cot \lambda \quad (13)$$

式中: $k = \omega_2 / \omega_1$, λ 为共线轴 PC 与连杆 BD 的夹角, 且 λ 度量时要由连杆位置沿逆时针方向量取。

通过计算可得曲率半径为

$$\rho = L_{BD} = \frac{(a^2 + l^2(1 - k)^2 + 2al(1 - k)\cos \phi_1)^{3/2}}{a^2 + l^2(1 - k)^3 + al(1 - k)(2 - k)\cos \phi_1 + \left(\frac{d^2\phi_1/dt^2}{(d\phi_1/dt)^2}\right)al\sin \phi_1} \quad (14)$$

3 手柄凸轮轮廓曲线优化设计

3.1 设计变量与优化目标的确定

为了避免打开舱门时所需的驱动力过大, 需要将压力角的最大值控制在合理范围内。为了减小接触应力, 同时降低磨损, 曲率半径的最小值应该尽量大。要使整个运动过程中能量的损耗小, 阻力与阻力矩需尽量小。因此本机构的优化目标为: 压力角的最大值最小化, 阻力的最大值最小化, 阻力矩的最大值最小化, 曲率半径的最小值最大化。

$$\begin{cases} f_1(x) = (\alpha_{\max})_{\min} \\ f_2(x) = |F_{\max}|_{\min} \\ f_3(x) = |M_{\max}|_{\min} \\ f_4(x) = (\rho_{\min})_{\max} \end{cases} \quad (15)$$

通过解析法获得压力角、阻力、阻力矩和曲率半径后, 进行量纲为一处理。为避免在优化过程中因线性加权将多目标转化为单目标函数从而忽视曲率半径的优化, 将 f_1, f_2, f_3 目标函数合并为一个单目标函数, 而将 f_4 单独作为一个目标函数进行优化。

采用层次性分析法确定权重系数, 层次性分析法是一种定性与定量相结合的多目标决策分析方法^[17-18]。层次性分析法的评判矩阵内元素 a_{ij} 标度方法如表 2 所示。

表 2 层次性分析评判标度

Table 2 Evaluation scale of analytic hierarchy process	
标度	含义
1	表示两个因素相比, 具有同样重要性
3	表示两个因素相比, 一个因素比另一个因素稍微重要
5	表示两个因素相比, 一个因素比另一个因素明显重要
7	表示两个因素相比, 一个因素比另一个因素强烈重要
9	表示两个因素相比, 一个因素比另一个因素极端重要
2, 4, 6, 8	上述两相邻判断的中值

压力角的大小直接影响到凸轮机构的传动性能, 因此压力角相较于阻力和阻力矩明显重要, 阻力和阻力矩同等重要。因此, 评判矩阵为

$$P = \begin{bmatrix} 1 & 5 & 5 \\ \frac{1}{5} & 1 & 1 \\ \frac{1}{5} & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

计算后得到的权重因子如表3所示。

表3 权重因子
Table 3 Weight factors

参数	压力角权重因子	阻力权重因子	阻力矩权重因子
值	0.714 30	0.142 85	0.142 85

该机构优化的目标函数为

$$\begin{cases} \min f(x) = 0.714\ 3[\alpha_{\max}] + 0.142\ 85[F_{\max}] + \\ \quad 0.142\ 85[M_{\max}] \\ \max f(x) = \rho_{\min} \end{cases} \quad (17)$$

由凸轮压力角、阻力、阻力矩和曲率半径的计算公式可以看出,凸轮的运动特性主要受到中心距、从动件长度以及从动件初始位置角度影响。由于舱门的结构受限,中心距的调整较为困难。根据表1,泄压门曲柄初始摆角 ϕ_0 与泄压门曲柄长度、中心距、提升驱动曲线基圆半径有关,因此泄压门曲柄初始摆角不单独作为设计变量。设计变量确定为提升曲柄长度 l_1 、提升曲柄初始摆角 ϕ_0 、泄压门曲柄长度 l_2 。

3.2 约束条件

约束条件主要考虑凸轮自身特性参数的限制以及干涉问题。

摆动从动件凸轮机构的压力角的绝对值不大于 $40^\circ \sim 50^\circ$ ^[19],在此取压力角的最大值为 45° 。

$$g_1(x) = \alpha_{\max} - [\alpha_{\max}] \leq 0 \quad (18)$$

由于凸轮机构与内手柄固联,为了凸轮曲线不与内手柄干涉,因此基圆半径需要大于内手柄轴半径,取基圆最小半径为30 mm。

$$g_2(x) = [r_{0\min}] - r_0 \leq 0 \quad (19)$$

为避免凸轮廓线出现尖点或过大的接触应力,凸轮的最小曲率半径必须适当地大于滚子半径。然而最小曲率半径过大会导致凸轮整体尺寸过大,使惯性力增大,进而增加凸轮与从动件的接触力和应力^[20],因此取最小曲率半径为7 mm。

$$g_3(x) = [\rho_{\min}] - \rho \leq 0 \quad (20)$$

3.3 优化方法

为得到最佳的凸轮轮廓曲线,本文采用NSGA-II进行轮廓曲线的优化。遗传算法是一种模仿自然选择的优化方法,通过选择、交叉和变异生成新解,不断改进解的质量。在多目标优化中,非

支配排序用来评估解的优劣,将解分为不同等级,优先级高的解称为非支配解,即没有解在所有目标上同时优于它。得到帕雷托前沿解集之后,通过拥挤距离辅助选择最优解。拥挤距离越大,意味着该解所在的区域种群分布更为分散,解的多样性更好;而拥挤距离较小的解通常位于群体的密集区域,缺乏足够的多样性。通过帕雷托前沿解集的拥挤距离,选取最优解,避免陷入局部最优区域。算法流程如图5所示。

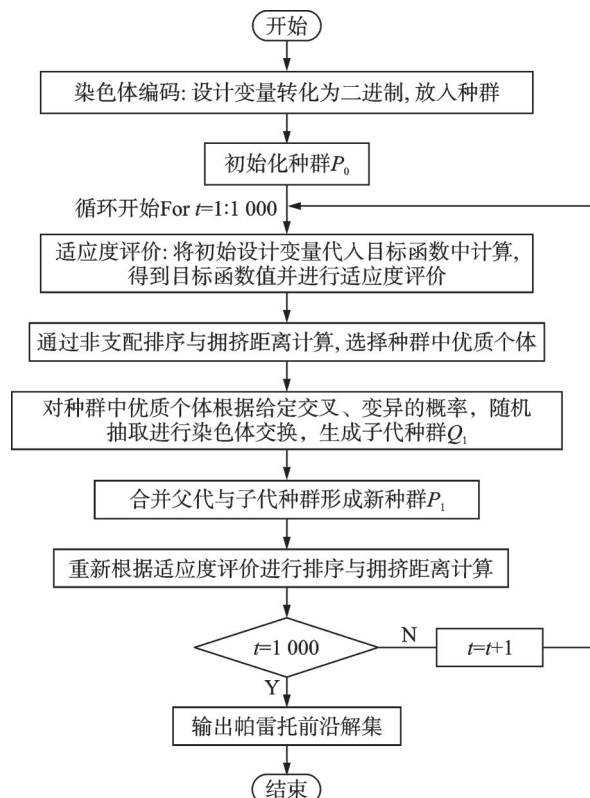


图5 NSGA-II 算法流程图

Fig.5 NSGA-II algorithm flowchart

NSGA-II 伪代码:

Initialization 初始化种群

NonDominatedSorting 计算初始适应度并非支配排序

CalcCrowdingDistance 计算拥挤距离

SortPopulation 选择种群中优质个体

for $i=1:\maxIterations$ 主循环

Crossover

Mutation 父代种群交叉变异生成子代种群

Merge 合并父代与子代,形成新种群...

3.4 优化结果分析

将上述模型代入NSGA-II中,设定种群大小为100,迭代1000次后,通过非支配排序得到的帕雷托前沿解集如图6所示。

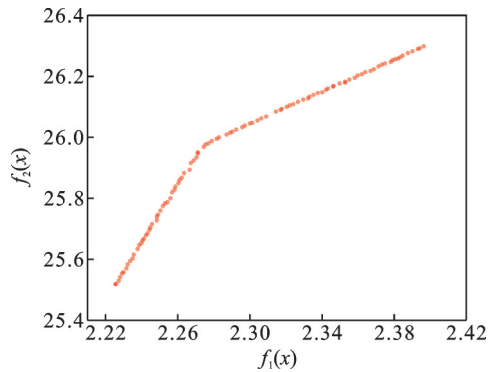


图 6 帕雷托前沿

Fig.6 Pareto front

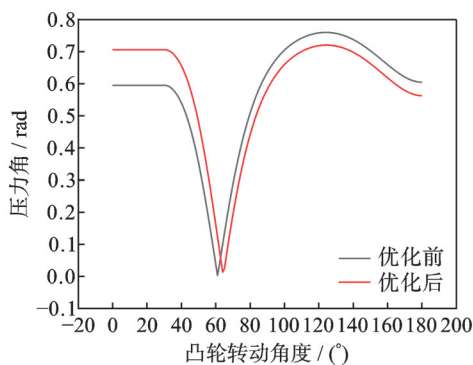
对解集进行拥挤距离的排序,将拥挤距离较大的几组结果进行对比,得到最佳优化结果如下。

$$\eta = \frac{\sqrt{a^2 + l^2 - 2al \cos \phi_1} \sin(\alpha + \beta)}{l \cos \alpha} \cdot \frac{l \cos(\alpha + \arctan f) - r_T \sin(\arctan f - \rho_2 - \rho_3)}{\sqrt{a^2 + l^2 - 2al \cos \phi_1} \sin(\alpha + \beta + \arctan f) - r_T \sin(\arctan f + \rho_1)} \quad (21)$$

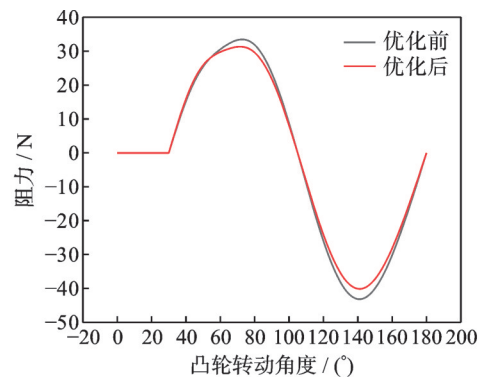
表 4 优化前后目标函数最大(小)值对比

Table 4 Comparison of maximum (minimum) values of objective function before and after optimization

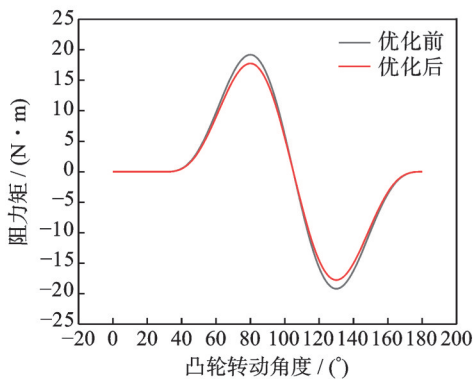
目标函数最大(小)值	提升驱动曲线		泄压门驱动曲线	
	优化前	优化后	优化前	优化后
压力角/rad	0.759	0.720	0.737	0.734
阻力/N	43.192	40.143	36.015	35.579
阻力矩/(N·m)	19.189	17.755	28.340	27.958
曲率半径/mm	8.878	8.915	17.093	17.065



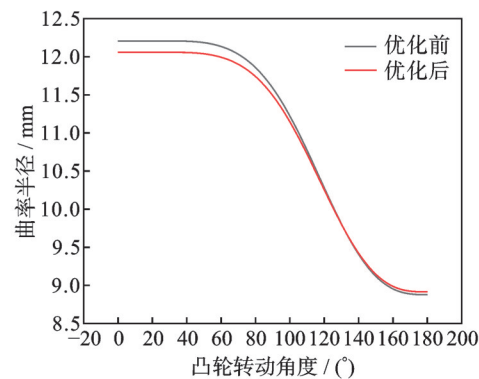
(a) Comparison of pressure angles before and after optimization



(b) Comparison of swing rod resistances before and after optimization



(c) Comparison of resistant torques of swing rod before and after optimization



(d) Comparison of curvature radii before and after optimization

图 7 提升驱动曲线优化前后目标函数对比

Fig.7 Comparison of objective functions for driving curve before and after optimization

优化后的 3 个变量值为(保留两位小数): $l_1=48.09$ mm, $\phi_0=0.34$ rad, $l_2=74.49$ mm; 优化前后对比见表 4 及图 7、8。

表 4 中的优化数据表明,提升驱动曲线得到了显著改进。压力角最大值从 0.759 rad 降低至 0.720 rad,减少了约 5.2%,提高了提升驱动机构的传力效率。阻力最大值从 43.192 N 减少至 40.143 N,下降了约 7.1%,阻力矩最大值也从 9.594 N·m 降至 8.877 N·m,减少了约 7.5%,降低了机械负载。曲率半径最小值从 8.878 mm 增加到 8.915 mm,增加了约 0.413%。根据黄大宇等^[21]推导的摆动滚子凸轮机构瞬时效率公式

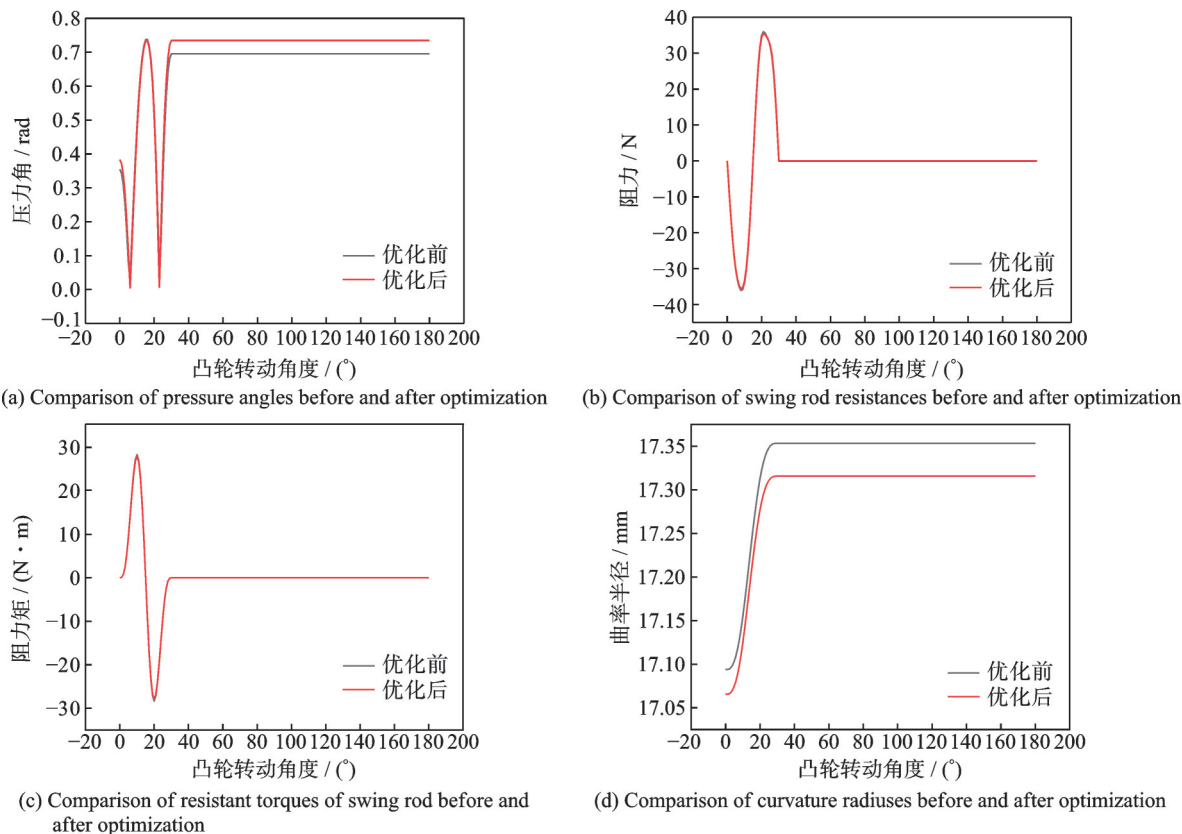


图8 泄压门驱动曲线优化前后目标函数对比

Fig.8 Comparison of objective functions for pressure relief valve drive curve before and after optimization

式中 $\beta = \arctan\left(\frac{l - a \cos \phi_1}{a \sin \phi_1}\right)$, 取凸轮与滚子接触点的摩擦系数 $f=0.05$, 凸轮回转中心的转动副摩擦圆半径 $\rho_1=1.5$ mm, 滚子与从动件转动副的摩擦圆半径 $\rho_2=0.5$ mm, 从动件回转中心的转动副摩擦圆半径 $\rho_3=1$ mm。计算得出优化后的平均效率为 71.01%, 较优化前的 67.38% 提升了 3.63%。

相较之下, 由于泄压门驱动曲线的设计受到提升驱动曲线的限制, 其优化空间也受到较大的约束, 泄压门驱动曲线的优化改进则存在一些缺陷。压力角最大值从 0.737 rad 降低至 0.734 rad, 减少 0.4%。阻力最大值由 36.015 N 减至 35.579 N, 下降幅度约为 1.2%。阻力矩最大值从 28.340 N·m 降至 27.958 N·m, 减少幅度为 1.4%。曲率半径最小值从 17.093 mm 降低至 17.065 mm, 减少了 0.166%, 凸轮的平均机械效率由 70.77% 提升至 71.05%, 增加了 0.28%。由于优化空间的限制, 曲率半径未能达到理想优化效果。后续研究中考考虑通过扩展优化空间进一步提升舱门手柄凸轮的性能, 达到更优的设计效果。

4 结 论

本文采用非支配排序遗传算法对舱门手柄凸轮机构进行多目标优化设计。优化结果表明, 凸轮

的压力角、阻力、阻力矩和曲率半径均得到了改善, 特别是压力角的降低提高了传动效率, 阻力(矩)的减小减轻了机械负载, 曲率半径的优化减少了磨损和接触应力。该优化方法为舱门手柄凸轮机构的设计提供了参考, 具有良好的应用前景。未来可进一步验证和细化该策略, 以提高实际应用中的性能和可靠性。

参考文献:

- [1] 裴钰, 朱恒宇. 关于民机客舱门失效减客方法的研究[J]. 民航学报, 2024, 8(5): 113-117.
PEI Yu, ZHU Hengyu. Research on passenger reduction methods for civil aircraft cabin doors failure[J]. Journal of Civil Aviation, 2024, 8(5): 113-117.
- [2] 宋林松, 陈国明, 李宗清, 等. 恒流量泵凸轮曲线优化设计[J]. 机械传动, 2001, 21(4): 11-13.
SONG Linsong, CHEN Guoming, LI Zongqing, et al. Optimization design of cam curve for constant flow pump[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2001, 21(4): 11-13.
- [3] 姜国栋, 陈友安, 桂兴春, 等. 凸轮运动规律曲线的优化设计[J]. 佳木斯大学学报(自然科学版), 2005, 23(3): 465-467.
JIANG Guodong, CHEN Youan, GUI Xingchun, et al. Optimization design of cam motion law curve[J]. Journal of Jiamusi University (Natural Science Edi-

- tion), 2005, 23(3): 465-467.
- [4] 熊镐, 王惠源. 基于线性规划的转管武器曲线槽优化设计[J]. 兵器装备工程学报, 2019, 40(2): 80-85.
XIONG Hao, WANG Huiyuan. Optimization design of curved groove for transfer tube weapons based on linear programming[J]. Journal of Weapon Equipment Engineering, 2019, 40(2): 80-85.
- [5] 汤迎红, 彭智, 武宇龙. 基于MATLAB的摆动式磨头圆柱端面凸轮曲线优化设计[J]. 轻工机械, 2012, 30(1): 35-38.
TANG Yinghong, PENG Zhi, WU Yulong. Optimization design of cylindrical end face cam curve of oscillating grinding head based on MATLAB[J]. Light Industry Machinery, 2012, 30(1): 35-38.
- [6] 许蔷, 冯谦, 吕宁. 基于ADAMS-Matlab的复杂机构运动优化设计[J]. 江苏冶金, 2008, 36(6): 44-46.
XU Qiang, FENG Qian, LYU Ning. Optimization design of complex mechanism motion based on ADAMS-Matlab[J]. Jiangsu Metallurgy, 2008, 36(6): 44-46.
- [7] 王文格, 饶兴华, 谭仕威. 一种凸轮曲线调制处理及粒子群优化方法[J]. 中国机械工程, 2014, 25(19): 2665-2668, 2673.
WANG Wenge, RAO Xinghua, TAN Shiwei. A cam curve modulation processing and particle swarm optimization method[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(19): 2665-2668, 2673.
- [8] YIN Honghuan, XIAO Zhitao, YU Hongbin, et al. Reconstructing method for cam profile of dobby modulator using the particle swarm optimization[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2021, 235(20): 4977-4987.
- [9] 贾毅朝, 张慧鹏. 基于遗传算法的配气凸轮优化设计[J]. 运城学院学报, 2008, 26(5): 38-40.
JIA Yichao, ZHANG Huipeng. Optimization design of valve cam based on genetic algorithm[J]. Journal of Yuncheng University, 2008, 26(5): 38-40.
- [10] 游国忠, 赵晓丹, 王忠, 等. 遗传算法在内燃机凸轮优化设计中的应用[J]. 江苏理工大学学报(自然科学版), 2000, 21(3): 31-34.
YOU Guozhong, ZHAO Xiaodan, WANG Zhong, et al. Application of genetic algorithm in optimization design of internal combustion engine cams[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2000, 21(3): 31-34.
- [11] 于家辉, 王惠源, 张成卿, 等. 基于遗传算法的转管武器凸轮曲线优化设计[J]. 兵器装备工程学报, 2022, 43(10): 152-157.
YU Jiahui, WANG Huiyuan, ZHANG Chengqing, et al. Optimization design of cam curve for rotary weapon based on genetic algorithm[J]. Journal of Weapon Equipment Engineering, 2022, 43(10): 152-157.
- [12] XIN S, LI Y, CHEN X. Design and optimization of complex mechanism flip shaping subsystem based on genetic algorithm and rigid-flexible coupled dynamic model[J]. PLOS ONE, 2023, 18(2): e0280983.
- [13] GE R Y, GUO P Q. Flexible cam profile synthesis method using NURBS and its optimization based on genetic algorithm[J]. Advanced Materials Research, 2012, 426: 69-72.
- [14] Boeing. 777X_RevF[EB/OL]. [2024-12-01]. https://www.boeing.com/content/dam/boeing/boeingdot-com/commercial/airports/acaps/777X_Rev_F.pdf.
- [15] 龚子健, 张永炬, 张莉, 等. 一种拉链去齿用凸轮机构的改进优化[J]. 现代制造工程, 2023, 44(2): 116-121.
GONG Zijian, ZHANG Yongju, ZHANG Li, et al. Improvement and optimization of a cam mechanism for removing teeth in a zipper[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2023, 44(2): 116-121.
- [16] 胥光申, 高晓丁. 摆动滚子从动件凸轮廓线曲率半径计算的新方法[J]. 西安工程科技学院学报, 2004, 17(1): 72-75.
XU Guangshen, GAO Xiaoding. A new method for calculating the curvature radius of the cam profile of the swinging roller follower[J]. Journal of Xi'an University of Engineering and Technology, 2004, 17(1): 72-75.
- [17] SAATY T L. The analytic hierarchy process (AHP) [J]. The Journal of the Operational Research Society, 1980, 41(11): 1073-1076.
- [18] TANG Y, XU X, ZHANG L, et al. Cam profile optimization of new opposed cam engine based on AHP method[C]//Proceedings of IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM). [S.l.]: IEEE, 2020: 389-396.
- [19] 郑文纬, 吴克坚. 机械原理[M]. 7版. 北京: 高等教育出版社, 1997: 139.
ZHENG Wenwei, WU Kejian. Mechanical principles [M]. 7th ed. Beijing: Higher Education Press, 1997: 139.
- [20] 陈俊华, 汤腾跃, 马永洲, 等. 摆动从动件圆锥凸轮理论轮廓展开线曲率半径研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(1): 10-16.
CHEN Junhua, TANG Tengyue, MA Yongzhou, et al. Research on the curvature radius of the theoretical profile unfolding line of the oscillating follower conical cam[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(1): 10-16.
- [21] 黄大宇, 梅瑛. 摆动滚子从动件盘形凸轮机构的效率研究[J]. 郑州纺织工学院学报, 1996, 7(4): 27-31.
HUANG Dayu, MEI Ying. Efficiency study of swinging roller driven disc cam mechanism[J]. Journal of Zhengzhou Textile Institute of Technology, 1996, 7(4): 27-31.