

DOI:10.14188/j.1671-8844.2022-06-013

文章编号: 1671-8844(2022)06-0640-07

## 基于曲线槽的间歇传动机构设计及研究

李敏<sup>1</sup>, 陈小桥<sup>1</sup>, 宋凤莲<sup>1</sup>, 周文科<sup>2</sup>, 张蕊佳<sup>2</sup>

(1. 武汉大学大学生工程训练与创新实践中心, 湖北 武汉 430072; 2. 武汉大学动力与机械学院, 湖北 武汉 430072)

**摘要:** 设计了一种一对多的间歇传动机构, 并基于凸轮传动原理, 运用无因次法, 将传动槽设计为曲线槽。结合 Matlab 分析和 ADAMS 仿真, 验证了槽销传动在拨销的速度方向与受力方向始终相反时, 曲线槽可有效消除柔性冲击。运用 SolidWorks 对关键零部件进行拓扑优化, 实现轻量化设计。结果表明: 所提出的曲线槽间歇传动机构具有传动平稳、无柔性冲击等特点, 轻量化设计后力学性能良好, 可应用于工程实际中。

**关键词:** 间歇机构; 曲线槽传动; 运动特性分析; 拓扑优化

**中图分类号:** TH 112.4 **文献标志码:** A

## Design and research of intermittent transmission mechanism based on curved groove

LI Min<sup>1</sup>, CHEN Xiaoqiao<sup>1</sup>, SONG Fenglian<sup>1</sup>, ZHOU Wenke<sup>2</sup>, ZHANG Ruijia<sup>2</sup>

(1. Engineering Training and Innovation Practice Center for College Students, Wuhan University, Wuhan 430072, China;  
2. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

**Abstract:** A one-to-many intermittent transmission mechanism is designed. Based on the principle of cam transmission, the transmission groove is designed as a curved groove by using the dimensionless method. Combined with Matlab analysis and ADAMS simulation, it is verified that the curved groove can effectively eliminate the flexible impact when the speed direction of the pin is always opposite to the direction of the force. SolidWorks is used to optimize the topology of key components to achieve lightweight design. The results show that the proposed curve groove intermittent transmission mechanism has characteristics of smooth transmission, and non-flexible impact. It has good mechanical properties after lightweight design, and can be used in engineering practice.

**Key words:** intermittent mechanism; curve groove transmission; kinetic characteristic analysis; topology optimization

智能衣柜在生活及生产环境中的应用日趋广泛<sup>[1]</sup>。目前, 市面上的智能衣柜大多存在无法完全解决衣柜顶层和底层存取物品不便、外形特异、内部空间利用率低、执行机构复杂等问题。为解决以上问题, 本文基于槽轮的传动原理, 设计出了一种

主动件与从动件之间可一对多的间歇传动执行机构。该机构通过主动拨销与单槽摆杆传动槽间的接触来实现。因此, 单槽摆杆为本执行机构中的关键零部件。然而, 当传动槽为直槽时, 该槽销传动存在柔性冲击, 导致传动性能不佳。因此利用凸轮

收稿日期: 2022-01-12

作者简介: 李敏(1988-), 男, 博士研究生, 实验师, 主要从事机械创新实践与工程训练教学研究, E-mail: lm880313@whu.edu.cn。

通讯作者: 陈小桥(1960-), 男, 正高级实验师, 硕士, 主要从事大学生创新实践教学研究, E-mail: cxq@whu.edu.cn。

基金项目: 2020年第一批教育部产学研合作协同育人项目(编号: 202002309011); 武汉大学实验教学中心开放实验项目(编号: WHU-2020-XYKF-03); 2021年武汉大学本科教育建设综合改革项目(编号: 2021ZG336)。

机构轮廓线的设计方法,拟将单槽摆杆的直线槽设计为曲线槽,并对关键传动机构进行自锁设计和防干涉设计。在此基础上,对传动机构进行运动特性分析,同时应用 ADAMS 进行仿真,并对结果进行对比分析;运用 SolidWorks 对传动机构的关键零部件进行拓扑优化,以提升其力学性能。

### 1 间歇传动机构工作原理

本文研究的传动系统如图 1 所示,该传动系统主要由驱动电机、中心转盘、主动拨销、纵向从动拨销、横向从动拨销、纵向摆杆、横向摆杆、电磁锁、直线滑轨等组成。

其工作原理如下:传动系统的 1 个动作周期内,中心转盘转动 2 圈,第 1 圈为推程,即推动储物格移动;第 2 圈为回程,即储物格不动,驱动机构复位。推程时,中心转盘连续转动 1 周,主动拨销顺次与 4 根单槽摆杆的驱动槽接触,推动摆杆摆动,摆杆带动滑轨做直线移动,固定在直线滑动机构上的电磁锁通过将锁芯插入储物格支撑板带动储物格移动;回程时,电磁锁芯全部缩回,转盘反转 1 圈,完成复位。

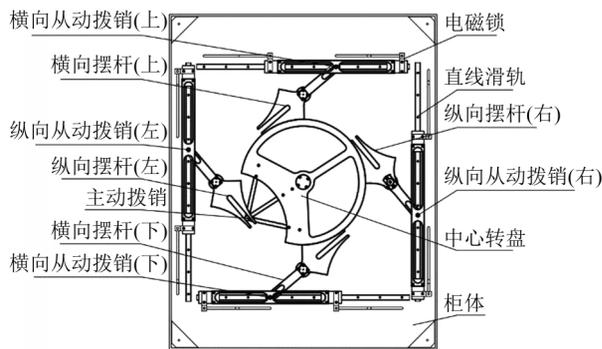


图 1 传动系统(背面)  
Fig.1 Transmission system (back)

### 2 单槽摆杆传动槽设计

#### 2.1 单槽摆杆槽型设计计算

单槽摆杆是槽销传动机构的核心构件,其传动槽的设计是决定整个传动系统能否平稳传动的关键。如果摆杆槽设计成直槽,将造成拨销进出槽口时的加速度不连续,从而导致柔性冲击<sup>[2,3]</sup>,故在此将摆杆槽设计为曲线槽,使摆杆的角速度和角加速度在整个运动过程中无突变,消除槽销传动在运行过程中存在的柔性冲击。

曲线段设计采用凸轮轮廓线的设计方法,将单槽摆杆看作不完全凸轮,拨销看作凸轮从动件,类

似于不完全的摆线凸轮,按照凸轮设计的原理对槽销传动机构进行运动分析,生成单槽摆杆的曲线槽槽形。如图 2 所示,摆杆在恒定角度区域内摆动,定义此区域的边界为摆动边界线,摆动区域角为  $2\gamma$ ,对应的拨销转角区域角范围为  $2\epsilon$ ,侧向角  $\delta$  为拨销轴心在进、出槽口处的速度方向与摆动边界线的夹角,开口幅值  $2a$  为曲线槽进出口处的法向距离,其他变量含义见后文。设摆杆的旋转中心  $P$  与主动件主动拨销杆的旋转中心  $O$  之间的距离为  $L$ ,拨销杆长度为  $R$ ,在  $\triangle OPQ$  中有  $\gamma + \epsilon + \delta = \pi/2$ 。

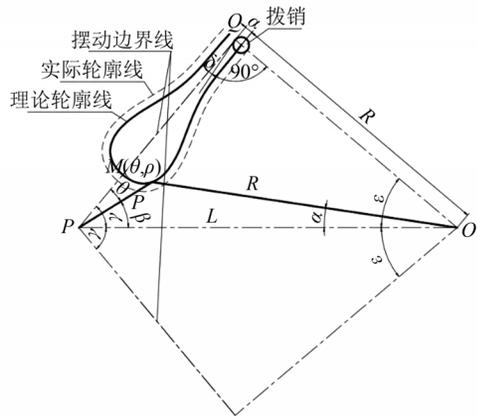


图 2 槽销传动几何关系

Fig.2 Grooved pin transmission geometric relation

将输入时间  $t$ 、位移  $s$ 、速度  $v$ 、加速度  $a$  等运动参数进行无因次处理,用  $T$ 、 $S$ 、 $V$ 、 $A$  表示相应的无因次量<sup>[4]</sup>,其表达式分别为

$$\begin{cases} S = \frac{s}{h} \\ V = \frac{dS}{dT} = \frac{v}{h/t_h} \\ A = \frac{d^2S}{dT^2} = \frac{a}{h/t_h^2} \end{cases} \quad (1)$$

式中: $t_h$  为升程或回程的总时间间隔; $h$  为与  $t_h$  相对应的位移。

应用此方法,设单槽摆杆转动的运动规律无因次位移、速度和加速度表达式分别为  $S=S(T)$ ,  $V=V(T)$ ,  $A=A(T)$ ,  $T \in [0, 1]$ ,  $S \in [0, 1]$ , 则有:

$$\beta = \gamma S \left( \frac{\alpha}{\epsilon} + 1 \right) - \gamma \quad (2)$$

式中: $\beta$ 、 $\alpha$  分别为单槽摆杆和拨销在任一时刻的转角,rad。 $\beta \in [-\gamma, \gamma]$ ,  $\alpha \in [-\epsilon, \epsilon]$ 。

以摆杆的回转中心为极点,曲线槽中心线为极径建立动态极坐标系,设槽形理论轮廓线上任意一点的极坐标为  $M(\theta, \rho)$ ,根据图中几何关系,由  $\triangle OPQ$  和  $\triangle OPM$  可知:

$$\begin{cases} R = \frac{L \sin \gamma}{\cos \delta} + a \\ \rho = \sqrt{R^2 + L^2 - 2RL \cos \alpha} \\ \beta = \arctan \frac{R \sin \alpha}{L - R \cos \alpha} \\ \theta = \gamma - \beta \end{cases} \quad (3)$$

由此可得曲线槽的理论轮廓线的极坐标参数方程为

$$\begin{cases} \rho = \sqrt{R^2 + L^2 - 2RL \cos \alpha} \\ \theta = \gamma S \left( \frac{2\alpha}{\epsilon} + 1 \right) - \gamma - \arctan \frac{R \sin \alpha}{L - R \cos \alpha} \end{cases} \quad (4)$$

根据衣柜的设计尺寸,可确定式(3)和(4)中  $R$ 、 $L$ 、 $\epsilon$ 、 $\gamma$  的值,此时需要确定  $\delta$  的值便可绘制出曲线槽的理论轮廓线。

为保证拨销能正常进入曲线槽,曲线槽理论轮廓线分布在分度线两侧且只有槽口和槽底两处交点,即  $\theta=0^\circ$  时,式(4)有且仅有 2 个解,求  $\delta$  的取值区间,此时可列出隐函数方程<sup>[5,6]</sup>,具体公式如下:

$$f(\alpha, \delta) = \gamma S \left( \frac{2\alpha}{\epsilon} + 1 \right) + \gamma - \arctan \left( \frac{R \sin \alpha}{L - R \cos \alpha} \right) = 0 \quad (5)$$

利用 Matlab 绘制隐函数图像,如图 3 所示,可求得  $\delta$  的取值区间为  $[2.88^\circ, 43.20^\circ]$ ,在此区间内取  $\delta$  的值,并设定拨销半径,便可计算出曲线槽的理论轮廓线和实际轮廓线。

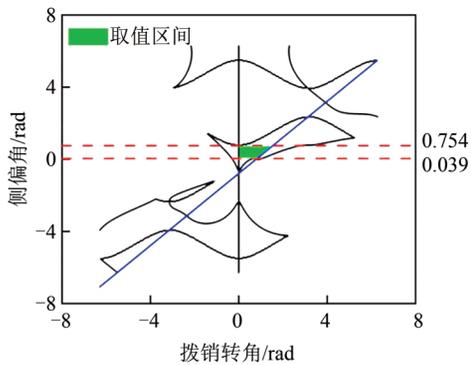


图 3 侧偏角  $\delta$  取值区间

Fig.3 The value range of sideslip angle  $\delta$

为保证摆杆传动效果良好且结构紧凑,  $\delta$  应取较小值,此处取  $\delta=3^\circ$ ,计算后可绘制摆杆曲线槽轮廓线,如图 4 所示。

### 2.2 单槽摆杆自锁设计

执行机构在运行时,拨销与单槽摆杆传动槽相接触,驱动单槽摆杆摆动。当拨销与传动槽接触时,传动槽的槽宽与拨销直径基本相同(保留一定

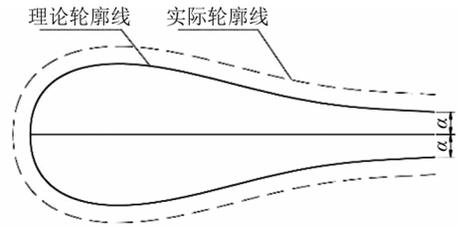


图 4 曲线槽轮廓线

Fig.4 Curved groove outline

的传动间隙),单槽摆杆跟随拨销运动。但是,当拨销推动单槽摆杆转动一个摆动区域角  $2\gamma$  后,单槽摆杆与拨销脱离,此时,单槽摆杆存在继续往前滑动的可能性。单槽摆杆如果没有停止在摆动边界上,会造成拨销反转回来时,无法进入单槽摆杆的传动槽,造成传动失效,甚至机构损坏。因此,拨销与传动槽分离时,单槽摆杆须停留在摆动边界上。

针对上述运行要求,对传动系统进行分析:该传动系统驱动顶部和底部的储物格时,摆杆尾端(与直线滑轨滑块中间板传动的部分)受力方向与储物格运动方向相反,大小等于储物格与滑道间的摩擦力,可通过控制储物格移动速度和调整摩擦力大小的方式来保证拨销与传动槽分离时单槽摆杆停在摆动边界上。当传动系统推动该智能衣柜左右两侧储物格时,因须满足衣柜平稳运行和节能的要求,故储物格移动速度不宜过快,此时摆杆尾端受力主要来自储物格自身的重力,大小等于储物格重力减去储物格运动时受到的摩擦力,方向垂直向下,当拨销与传动槽分离时,单槽摆杆会因储物格自重而继续摆动,无法停留在摆动边界。

为实现左右两侧单槽摆杆的传动槽与拨销分离时,单槽摆杆停留在摆动边界上,须结合两者传动的特点进行设计:拨销始终围绕衣柜中心在固定的圆形轨迹上往返运动,单槽摆杆仅在其传动槽与拨销接触时才摆动。此时,可将拨销设置在围绕其转动中心转动的圆盘上,同时摆杆两侧设计为与圆盘半径基本相等(留有一定传动间隙)的接触弧,使得拨销脱离传动槽时,摆杆依然保持在其摆动边界上,形成自锁,如图 5 所示。

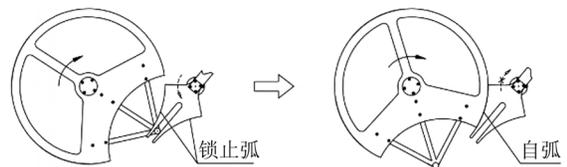


图 5 自锁示意图

Fig.5 Self-locking diagram

### 2.3 防干涉设计计算

当主动拨销与摆杆传动槽接触时,摆杆进入圆盘的直径范围内,为避免摆杆与转盘干涉,须将主动拨销两侧的转盘外轮廓进行部分切除,即进行防干涉设计计算<sup>[7,8]</sup>。转盘外轮廓切除的长度越小,摆动到位的摆杆进入自锁状态的时间越长,自锁效果也就越好。对转盘和摆杆进行运动学分析,运动简图如图 6 所示。

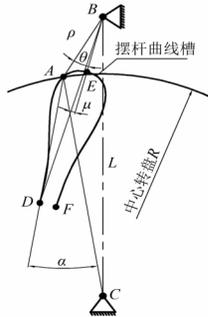


图 6 转盘和摆杆传动示意图

Fig.6 Schematic diagram of turntable and pendulum transmission

其计算过程如下:

设 BE 和弧 DAEF 为摆杆,令  $AD=r$ ,  $\angle DAC = \alpha$ ,  $\angle BAC = \xi$ ,  $\angle BAD = \varphi$ ,  $\angle DBE = \mu$  (其中  $AB = \rho$ ,  $BC = L$ ,  $AC = R$ ,  $BD = b$ )。

在  $\triangle ABD$  中,由余弦定理、正弦定理得出如下数学关系:

$$2b\rho \cos(\theta - \mu) = b^2 + \rho^2 - r^2 \quad (6)$$

$$\sin \varphi = \frac{b}{r} \sin(\theta - \mu) \quad (7)$$

在  $\triangle ABC$  中,由余弦定理得:

$$2\rho R \cos \xi = R^2 + \rho^2 - L^2 \quad (8)$$

由式(6)、(7)、(8)可得出  $r$  和  $\alpha$  的数学表达式为

$$S = \begin{cases} M \left[ -2T_A^2 \sin\left(\frac{\pi}{2T_A} T\right) + T_A \pi T \right], 0 \leq T \leq T_A \\ M \left[ -\frac{(1-2T_A)^2}{2} \cos\left(\frac{\pi}{1-2T_A} (T-T_A)\right) + T_A \pi T - 2T_A + \frac{1}{2} \right], T_A < T \leq 1 - T_A \\ M \left[ 2T_A^2 \sin\left(\frac{\pi}{2T_A} (T-(1-2T_A))\right) + T_A \pi T - 4T_A + 1 \right], 1 - T_A \leq T < 1 \end{cases} \quad (10)$$

$$V = \begin{cases} M \left[ -T_A \pi \cos\left(\frac{\pi}{2T_A} T\right) + T_A \pi \right], 0 \leq T \leq T_A \\ M \left[ \frac{\pi}{2} (1-2T_A) \sin\left(\frac{\pi}{1-2T_A} (T-T_A)\right) + T_A \pi \right], T_A < T \leq 1 - T_A \\ M \left[ T_A \pi \cos\left(\frac{\pi}{2T_A} (T-(1-2T_A))\right) + T_A \pi \right], 1 - T_A \leq T < 1 \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} r = \sqrt{b^2 + \rho^2 - 2b\rho \cos(\theta - \mu)} \\ \alpha = \pi - \arcsin\left(\frac{b \sin(\theta - \mu)}{r}\right) - \arccos\left(\frac{R^2 + \rho^2 - L^2}{2\rho R}\right) \end{cases} \quad (9)$$

用 Matlab 进行仿真,得出转盘外轮廓部分切除的最优效果,如图 7 所示。

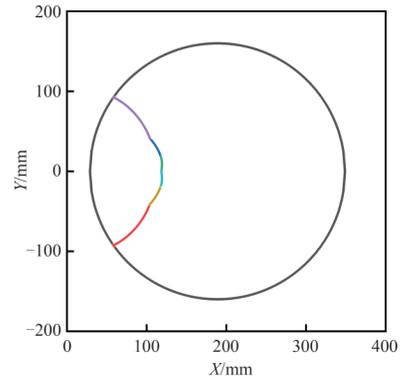


图 7 转盘切除计算结果

Fig.7 Turntable cutout calculation results

## 3 间歇传动机构的运动特性分析及仿真

### 3.1 运动特性分析

本文研究的传动系统的运动特性主要由摆杆前端曲线槽和拨销间的传动效果决定,而摆杆尾端从动拨销的运动特性可直观反映此传送系统的传动效果,故对其进行运动特性分析。

无因次位移  $S$ 、速度  $V$  和加速度  $A$  反映了从动拨销的运动特性,且加速度  $A$  是否突变决定了柔性冲击是否存在。因此选取修正正弦运动规律进行运动仿真,其无因次运动特征量的函数表达式为

$$A = \begin{cases} M \left[ \frac{\pi^2}{2} \sin \left( \frac{\pi}{2T_A} T \right) \right], 0 \leq T \leq T_A \\ M \left[ \frac{\pi^2}{2} \cos \left( \frac{\pi}{1-2T_A} (T - T_A) \right) \right], T_A < T \leq 1 - T_A \\ M \left[ -\frac{\pi^2}{2} \sin \left( \frac{\pi}{2T_A} (T - (1 - 2T_A)) \right) \right], 1 - T_A \leq T < 1 \end{cases} \quad (12)$$

式(10)中的无因次位移 $S$ 存在边界条件,即,当无因次时间 $T$ 等于1时, $S$ 的值也为1。因此,在类三角函数前乘以系数 $M$ ,以满足此边界条件要求。

修正正弦运动曲线由3条三角函数曲线拼接而成, $T_A$ 为第1段曲线的结束时间,即第2段曲线开始的时间点,为了保证对称性,第2段曲线的结束点即第3段曲线开始的时间点( $1 - T_A$ )。

根据式(10)~(12),通过Matlab仿真,可得从动拨销运动的 $S$ 、 $V$ 、 $A$ 与 $T$ 的图像,如图8所示。

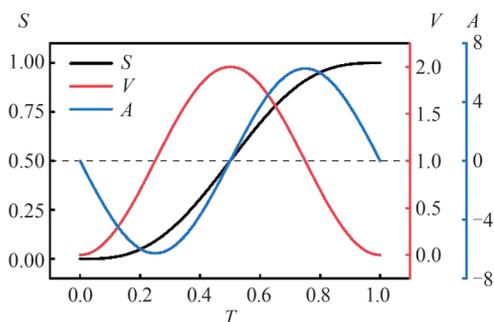


图8 从动拨销的理论运动特性曲线

Fig.8 Theoretical kinematic characteristic curve of driven dial

由图8可知,修正后的正弦运动规律能使从动拨销的加速度在主动拨销与摆杆曲线槽传动的过程中变为0,故能有效消除柔性冲击。

### 3.2 运动仿真

利用SolidWorks建立三维模型,导入ADAMS进行运动仿真<sup>[9-13]</sup>,设定中心转盘转速为10 r/min,转盘转动1周,对传动机构横向和纵向各两处的从动拨销的位移进行测量,仿真结果如图9所示。

由图9可知,在1个接触周期内,横向从动拨销位移曲线整体基本呈单调递增趋势,而纵向从动拨销位移有一段呈单调递减趋势。分析可知,在本机构实际运行过程中,从动拨销的负载主要来自于衣柜储物格水平移动时与滑道之间的摩擦力,因此横向拨销对摆杆的反作用力始终与拨销直线移动的方向相反,此时主动拨销与横向摆杆接触的1个动作周期内,主动拨销从曲线槽轮廓入口至出口完全接触;而纵向从动拨销的负载主要来自于衣柜储物

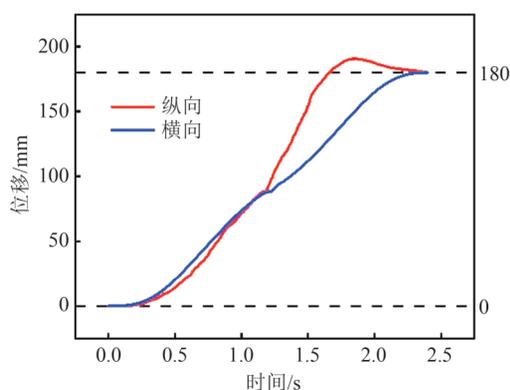


图9 从动拨销的仿真运动位移曲线

Fig.9 Simulation kinematic displacement curve of driven pin

格的自重(远大于储物格与滑道间的摩擦力),此时纵向拨销对摆杆的反作用力始终竖直向下,在主动拨销与纵向摆杆接触的1个动作周期内,主动拨销仅与纵向摆杆曲线槽轮廓的单边接触,造成主动拨销从曲线槽远端口进入后,仍然从此进口出,从动拨销位移曲线存在一段减函数,与衣柜实际运行要求不符。

因此,本衣柜的曲线槽的间歇传动机构只能将横向摆杆与主动拨销配合的传动槽设计成曲线槽,而纵向摆杆与主动拨销配合的传动槽仍需采用直线槽。因本传动机构均为板型结构,在保证传动性能的前提下,可通过结构拓扑优化进行轻量化设计。

## 4 拓扑优化

根据衣柜实际运行情况,对摆杆进行受力分析,并利用Matlab软件建立摆杆和转盘在不同角度的受力模型,并作为约束条件,利用SolidWorks进行拓扑优化<sup>[14-16]</sup>。

该间歇传动机构工作时运行可逆,即中心转盘可完成正转和反转,因此拓扑优化时,在允许的挠变范围内,设定转盘和摆杆为对称结构,优化后的传动机构三维模型如图10所示,图中纵向摆杆采用直线槽,布置在传动机构的左右两侧;横向摆杆采用U形曲线槽,布置在传动机构的上下侧。

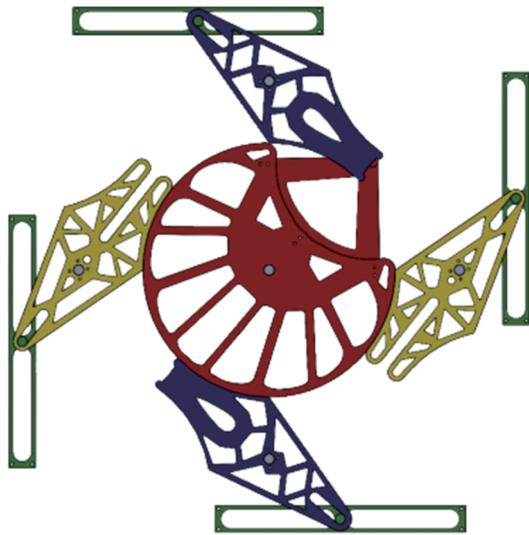


图10 拓扑优化结果

Fig.10 Topology optimization results

该间歇传动机构摆杆和转盘拓扑优化前后性能指标对比如表1所示。

表1 优化前后性能指标对比

Table 1 Comparison of performance indicators before and after optimization

优化对象	性能指标	优化前	优化后	相对变化量	变化率/%
转盘	质量/kg	5.791	1.737	-4.054	-70.00
	应力/MPa	3.796	3.934	0.138	3.64
	位移/ $\mu\text{m}$	3.213	3.371	0.158	4.92
曲线槽摆杆	质量/kg	0.744	0.372	-0.372	-50.00
	应力/MPa	2.102	2.719	0.617	29.35
	位移/ $\mu\text{m}$	2.065	2.264	0.199	9.64
直槽摆杆	质量/kg	0.756	0.378	-0.378	-50.00
	应力/MPa	2.345	3.100	0.755	32.20
	位移/ $\mu\text{m}$	2.161	5.094	2.933	135.72

由表1可知,在满足强度要求的前提下:转盘减重最为明显,位移和应力变化量小于5%;直槽摆杆减重50%,但应力和位移变化较大,其中位移变化超过100%;曲线槽摆杆减重50%,应力和位移变化均适中。整体而言,本间歇传动机构减重大于50%,仍能满足强度校核要求,轻量化效果十分明显。

## 5 结论

1)本文设计的间歇传动机构实际运行时,主动拨销与横向摆杆的接触力方向始终与主动拨销速度方向相反,通过将横向摆杆首端传动槽设计成曲线槽后,可消除主动拨销与摆杆间的柔性冲击,从动拨销在移动时,起点和终点加速度亦为0,运动无

冲击;主动拨销与纵向摆杆的接触力方向始终竖直向下,将纵向摆杆首端传动槽设计成曲线槽后,出现不完全接触的情况,且从动拨销位移曲线不是单调函数,因此纵向摆杆仍须采用直线槽设计,未能消除柔性冲击,有待进一步研究。

2)本文设计的间歇传动机构传动特点与竖直放置的槽轮传动机构类似,通过本文的设计与仿真分析,间接证明了槽轮传动机构中,当槽轮负载力矩方向与槽轮转动方向始终相反时,可通过将槽轮传动槽设计为曲线槽,以消除柔性冲击,否则,不可设计为曲线槽。

3)本文在对槽销传动机构中曲线槽的设计计算中引入了开口幅值,通过改变开口幅值的大小即可得到所需的曲线槽轮廓,可对曲线槽的设计及应用提供参考。

4)本文运用SolidWorks对槽销传动的板型零件进行了结构优化,在保证结构强度的前提下,使传动机构整体质量减轻了50%以上,并通过设置约束条件,将零件设计成对称性,降低了零件的加工难度。

## 参考文献:

- [1] 王基策,李意莲,贾岩,等.智能家居安全综述[J].计算机研究与发展,2018,55(10):2111-2124.  
Wang Jice, Li Yilian, Jia Yan, et al. Survey of smart home security[J]. Journal of Computer Research and Development, 2018, 55(10): 2111-2124.
- [2] 郝同洋,呼英俊.高速槽轮机构的槽轮轮廓线设计[J].机械设计,2019,36(5):71-74.  
Hao Tongyang, Hu Yingjun. Design of high-speed sheave mechanism's sheave contours[J]. Journal of Machine Design, 2019, 36(5): 71-74.
- [3] 罗贵火,林伟,赵慧.玻璃纤维络筒机槽筒沟槽六次转向曲线设计[J].机械工程学报,2010,46(19):165-170.  
Luo Guihuo, Lin Wei, Zhao Hui. Design of sextic turning curve of grooved drum of glass fiber winders[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(19): 165-170.
- [4] 谢丽蓉.基于无因次法多绳摩擦提升系统部件特性的研究[J].煤矿机械,2013,34(1):58-60.  
Xie Lirong. Study on components characteristics of multi-rope friction hoist based on dimensionless performance[J]. Coal Mine Machinery, 2013, 34(1): 58-60.
- [5] 戴茂良.基于隐函数极值法的曲柄摇杆机构研究与设计[J].机械传动,2010,34(8):49-51.  
Dai Maoliang. Research and design of crank-rocker mechanism based on implicit function of the extreme

- value method[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(8): 49-51.
- [6] 杨国文,高全杰,郭良斌,等. 隐函数求解法在单供气孔静压气体球轴承参数优化中的应用[J]. 武汉科技大学学报, 2010, 33(4): 427-430.  
Yang Guowen, Gao Quanjie, Guo Liangbin, et al. Application of implicit function solving method in optimization of externally pressurized spherical gas bearing with single orifice[J]. Journal of Wuhan University of Science and Technology, 2010, 33(4): 427-430.
- [7] 黄伟,杨亚威,李梦群,等. 三次元送料机构干涉曲线设计与研究[J]. 制造业自动化, 2014, 36(18): 122-125.  
Huang Wei, Yang Yawei, Li Mengqun, et al. Three-dimensional curve design and research feed mechanism interference[J]. Manufacturing Automation, 2014, 36(18): 122-125.
- [8] 杨博,郭志军,李晓林. 铰接式自卸汽车平衡悬架机构运动干涉分析[J]. 矿山机械, 2012, 40(6): 32-35.  
Yang Bo, Guo Zhijun, Li Xiaolin. Analysis on movement interference of balanced suspension mechanism in articulated dump truck[J]. Mining & Processing Equipment, 2012, 40(6): 32-35.
- [9] 任学平,杨筠凝,杨松涛,等. 基于 ADAMS 的摆式剪切机的运动仿真分析[J]. 机床与液压, 2016, 44(1): 168-171.  
Ren Xueping, Yang Junning, Yang Songtao, et al. Dynamic simulation analysis of pendulum shear machine based on ADAMS[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2016, 44(1): 168-171.
- [10] 武金艺,黄金凤,李炜,等. 基于 SolidWorks 和 ADAMS 的装车机械手运动仿真[J]. 机床与液压, 2016, 44(9): 52-56.  
Wu Jinyi, Huang Jinfeng, Li Wei, et al. Kinematics simulation of loading manipulator based on SolidWorks and ADAMS[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2016, 44(9): 52-56.
- [11] 谢志宇,姚立纲,张俊,等. 基于 SolidWorks 与 ADAMS 的章动减速器动力学仿真及动态特性分析[J]. 机械传动, 2018, 42(10): 112-116.  
Xie Zhiyu, Yao Ligang, Zhang Jun, et al. Dynamics simulation and dynamic characteristic analysis of nutation reducer based on SolidWorks and ADAMS[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(10): 112-116.
- [12] 游乾坤,郭晓东,申延智,等. 基于 ADAMS 的闭链弓形五连杆翻滚机构仿真分析[J]. 重庆理工大学学报: 自然科学, 2020, 34(11): 109-116.  
You Qiankun, Guo Xiaodong, Shen Yanzhi, et al. Simulation and analysis of a rolling mechanism composed by closed chain five-bow-shaped-bar linkage based on ADAMS[J]. Journal of Chongqing University of Technology: Natural Science, 2020, 34(11): 109-116.
- [13] 汤亮,王亮,龚发云,等. 一种小模数外平动少齿差行星轮减速器的传动特性分析[J]. 武汉大学学报(工学版), 2017, 50(5): 778-783.  
Tang Liang, Wang Liang, Gong Fayun, et al. Transmission characteristics analysis of outside linkage small modules planetary gear reducer with small tooth difference[J]. Engineering Journal of Wuhan University, 2017, 50(5): 778-783.
- [14] 陈秉智,张雪青,邱广宇. 时速 400 公里高速列车底架拓扑优化[J]. 机械设计与制造, 2021, (7): 272-275.  
Chen Bingzhi, Zhang Xueqing, Qiu Guangyu. Topology optimization of underframe for 400 km/h high-speed train[J]. Machinery Design & Manufacture, 2021, (7): 272-275.
- [15] 朱大昌,冯文结,安梓铭. 整体式平面三自由度全柔顺并联机构构型拓扑优化设计[J]. 机械工程学报, 2015, 51(5): 30-36.  
Zhu Dachang, Feng Wenjie, An Ziming. Topology optimization integrated design of 3-DOF fully compliant planar parallel manipulator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(5): 30-36.
- [16] 张博,袁清珂,黄俊钦,等. 注塑机械手臂的静力分析与拓扑优化[J]. 机械设计与制造, 2015, (8): 246-248.  
Zhang Bo, Yuan Qingke, Huang Junqin, et al. The static analysis and topology optimization for injection robots[J]. Machinery Design & Manufacture, 2015, (8): 246-248.