

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.01.002

# 基于 CATIA 的槽轮机构结构设计及优化分析\*

何毅斌, 李 伟, 王彦伟, 宋 龙, 胡荣博, 刘 慧, 李会在, 晏芙蓉  
(武汉工程大学 机电工程学院, 湖北 武汉 430073)

**摘要:**针对包装机装置内的槽轮机构在传动过程中存在的冲击问题,在研究凸轮从动件运动规律的基础上,对槽轮机构的结构设计建立了数学模型,对槽轮机构在工作过程中受到的应力进行了分析研究,利用 CATIA V5 软件建立了槽轮机构三维实体的虚拟样机,并对槽轮机构的重要零部件进行了有限元分析,运用有限元对传统槽轮的结构和改进槽轮的结构进行了静态应力分析计算。研究表明,通过对比分析塞斯等效应力云图、能量误差云图和位移云图,传统的槽轮机构在槽轮的内侧接近底部的位置受到较大冲击,而结构改进优化后的槽轮机构,其槽轮的最大位移和最大应力都有较大幅度的减小,从而有效地降低了传动中的冲击力大小,提高了槽轮机构的使用寿命,这对槽轮机构的结构设计和材料选取具有一定的参考价值。

**关键词:**槽轮机构;机构设计;CATIA;有限元分析;结构优化

中图分类号:TH122;TH112.4

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)01-0008-04

## Structure design and optimization analysis of geneva wheel mechanism based on CATIA

HE Yi-bin, LI Wei, WANG Yan-wei, SONG Long, HU Rong-bo,  
LIU Hui, LI Hui-zai, YAN Fu-rong

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430073, China)

**Abstract:** Aiming at the impact effect of packaging machine device inside the Geneva wheel mechanism in the process of transmission, basis on the study of the cam follower motion, the structure design of the Geneva wheel mechanism to establish mathematical model, and the Geneva wheel mechanism were stress analysis in the process of work, the CATIA V5 software was used to build the Geneva wheel mechanism of three dimensional entity of virtual prototype. The finite element analysis was carried out on the Geneva wheel mechanism of the important parts, and the Geneva wheel mechanism of the traditional structure and improve the structure of the sheave were calculated by the finite element software. The results indicate that compared with the Mises equivalent stress nephogram, energy error and displacement nephogram, the traditional Geneva wheel mechanism inside the sheave close to the bottom position subject to greater impact, and the improved structure optimization of Geneva wheel mechanism, the maximum displacement and maximum stress of Geneva wheel mechanism has a larger decrease, thus effectively reduce the transmission of the impact force size and improve the service life of the Geneva wheel mechanism, which the structure design and material selection of Geneva wheel mechanism has a certain reference value.

**Key words:** geneva wheel mechanism; mechanism design; CATIA; finite element analysis; structure optimization

## 0 引 言

随着市场经济的快速发展,人民生活水平的不断提高,人们对包装尤其是食品包装的要求也越来越高,包装机械因此得以迅速发展。

槽轮机构是由具有径向槽的槽轮和有圆柱销的拨盘以及机架组成的一种典型的间歇运动机构,以实现分度转位和间隙步进运动。由于槽轮机构具有结构简单、内形尺寸小、转动平稳、机械效率高等的特点,被广泛应用于包装机械、自动机械、轻工机械及仪表要求间

收稿日期:2015-08-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375186)

作者简介:何毅斌(1966-),男,湖北武汉人,博士后,教授,硕士生导师。主要从事机械设计及制造、机械设备故障诊断、计算机应用方面的研究。

E-mail:gong\_da\_2007@126.com

歇地转过一定角度的分度装置中。

基于间歇式槽轮机构的包装机械属于高技术、高智能、高竞争的机电一体化产品。如美国、日本、德国、意大利是世界上包装机械四大强国,早已形成独立完整的包装机械业体系;而我国包装机械起步较晚,在数量、质量、可靠性等方面都有了高速发展,但和国外的发达国家相比,在产品开发、性能、质量、可靠性等方面仍存在很大差距,如槽轮机构中的冲击问题等等<sup>[1-3]</sup>。

为此,本研究希望通过结构分析,找出解决这个问题有效方法。

## 1 槽轮机构参数的确定

一对心槽轮机构的整体结构如图 1 所示。

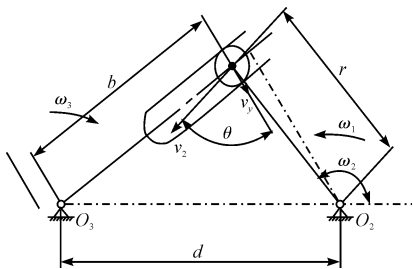


图 1 槽轮机构的整体结构

设槽轮的槽数为  $Z$ ,并均匀分布在槽轮上。槽轮每次运动所转过的角度称为从动轮的运动角,记做  $2\beta$ ,并且  $2\beta = 2\pi/Z$ ,由于拨销在槽轮中心线与拨销中心轨迹圆相切的条件下进入和退出槽轮;与此同时,主动拨盘的锁止弧刚好离开和锁止<sup>[4]</sup>。

相应的拨销所在的主动拨盘转过的角度为:

$$2\alpha = \pi - 2\beta = \pi(1 - 2/Z) \quad (1)$$

在主动拨盘上均匀分布  $N$  个拨销,则每转一个周期将完成  $Z$  次的间歇运动。若每次完成一个运动周期的时间为  $t$ ,则  $t$  包含运动时间和停歇时间,即:

$$t = t_1 + t_2 \quad (2)$$

运动时间:

$$t_1 = [(2\alpha \cdot N)/2\pi] \cdot t = (1/2 - 1/Z) \cdot N \cdot t \quad (3)$$

停歇时间:

$$t_2 = t - t_1 = t - (1/2 - 1/Z) \cdot N \cdot t \quad (4)$$

令:

$$k = t_1/t = (1/2 - 1/Z) \cdot N \quad (5)$$

式中: $k$ —间歇运动的运动系数,表示运动时间在一个运动周期中所占的比例。

又因为在一个运动周期中,停歇时间必须大于 0,即  $t_2 > 0$ 。

故有:

$$k = t_1/t = (1/2 - 1/Z) \cdot N < 1 \quad (6)$$

则有:

$$N < 2Z/(Z - 2) \quad (7)$$

因此,拨盘上的拨销  $N$  的确定与槽轮的槽数  $Z$  相关。同时, $k > 0$ , $N$  取正整数。所以槽轮的槽数  $Z \geq 4$ 。

由上述公式可知,间歇运动的运动系数  $k$  将随槽数  $Z$  的增加而增加,从而也影响在一个运动周期内运动时间也随之增加。

但是过分地增加一个周期的运动时间,不利于工作,达不到想要的效果;同时也失去了槽轮机构的间歇运动的特点。通常,槽轮机构停歇的时间往往是机器设备下料或者运动的时间,适当地延长停歇时间  $t_1$ ,可以更好地提高机器设备的可靠性和高效性,因此,槽轮的槽数不宜过多<sup>[5-6]</sup>。

在设计槽轮机构的过程中,往往先要根据工作要求确定槽数  $Z$  和主动拨盘的拨销数  $N$ ,再按受力情况和实际机器所允许的空间尺寸确定中心距  $a$  和拨销直径  $r$ 。

按图 1 所示的槽轮机构,其基本尺寸参数如表 1 所示。

表 1 外槽轮结构几何尺寸

参数	计算公式或依据
槽数 $Z$	由工作要求确定
拨销数 $N$	由工作要求确定
中心距 $d$	由安装空间确定
槽轮回转半径 $b$	$b = d \sin \varphi = d \sin(\pi/z)$
拨盘回转半径 $r$	$r = d \cdot \cos \beta = d \cdot \cos \pi/z$
拨销半径 $m$	由受力大小确定 $m \approx b/6$
槽顶半径 $s$	$s = \sqrt{r^2 + (d \cos \varphi_2)^2}$
槽轮深度 $h$	$h \geq r - (d - b - m)$
拨盘轴径 $d_1$	$d_1 \leq 2(d - s)$
槽轮轴径 $d_2$	$d_2 \leq 2(d - b - r)$
槽顶侧壁厚 $\xi$	$\xi = 3 \sim 5 \text{ mm}$ 经验确定
锁止弧半径 $r_0$	$r_0 = r - \xi$

经计算,可以得出基本尺寸与槽轮的槽数存在一定的关系。

槽轮机构的基本参数与槽轮槽数的关系如表 2 所示。

表 2 槽轮机构的基本参数与槽轮槽数的关系

槽数 $Z$	3	4	5	6	7	8	9
$b/d$	0.866	0.707 1	0.587 8	0.500 0	0.433 9	0.382 7	0.342 2
$r/d$	0.500	0.707 1	0.809 0	0.866 0	0.901 0	0.923 9	0.939 7
$(h - m)/d$	0.366	0.414	0.397 0	0.366 0	0.355	0.307	0.282

## 2 槽轮机构的应力分析

### 2.1 槽轮机构的结构优化分析

本研究以槽数为 4 的槽轮机构作为研究对象(如图 1 所示)。

设槽轮机构中:

槽轮与拨盘的间距为  $d$ ;槽轮销的回转半径为  $r$ ;

任意时刻槽轮销圆心离槽轮中心距为  $b$ ;槽轮销的压力角为  $\theta$ 。

槽轮销在步进电机的带动下,以匀速  $\omega_2$  转动,其圆心线速度  $v_2$ ,而槽轮则以角速度  $\omega_3$  变速转动,其与槽轮销圆心重合点的线速度为  $v_3$ 。

根据点的速度合成定理及相关几何关系<sup>[7-8]</sup>,得到槽轮 3 的角速度为:

$$\bar{\omega}_3 = \frac{\lambda(\lambda^2 - 1)\sin\varphi_2}{1 + \lambda^2 + 2\lambda\cos\varphi_2} \quad (8)$$

对公式(8)进行求导,可以得到:

槽轮角加速度:

$$\alpha_3 = \frac{d\bar{\omega}_3}{dt} = \frac{\lambda(\lambda^2 - 1)\sin\varphi_2}{(1 + \lambda^2 + 2\lambda\cos\varphi_2)}\omega_2 + \frac{\lambda(\lambda + \lambda\cos\varphi_2)}{1 + \lambda^2 + 2\lambda\cos\varphi_2}\alpha_2 \quad (9)$$

式中: $\lambda = \sin\beta$ , $\beta=1/2$  槽轮间角。

由公式(9)可知,槽轮运动过程中槽轮的角速度在不断地发生变化,即存在刚性冲击。为了避免槽轮和拨盘之间的碰撞以致损坏机器设备,对槽轮机构进行结构优化是很有必要的,采用合理的机构结构是很有必要的。

直线普通槽轮机构因为结构简单、工作较为可靠,被广泛应用于自动机械中。但该类机构存在一定的固有缺陷,即存在刚性冲击。基于这一缺陷,本研究提出以曲线槽轮取代直线槽轮的方案,即曲线槽轮在圆销进入和退出槽轮时,能消除入口处的柔性冲击和运动过程的刚性冲击。

## 2.2 槽轮机构的约束分析

为了对槽轮机构进行应力分析,本研究选取槽轮机构的一个运动周期作为研究对象,需要求出槽轮在一个周期内所受压力  $P$  最大的位置。

首先列出槽轮绕其转轴的转动惯量关系式:

$$J\alpha = M - M_c \quad (10)$$

$$\frac{J\bar{\omega}^2}{M_c} = A \quad (11)$$

式中: $M$ —转盘给槽轮的转矩; $M_c$ —槽轮所受的阻力矩,包括货物施加的力矩、摩擦力矩等; $\alpha$ —槽轮的角加速度; $\bar{\omega}$ —槽轮的转速。

槽轮与负载对转轴中心线的转动惯量  $J$ :

$$J = m_1l_1^2 + \frac{1}{12}m_2l_2^2 + \frac{1}{2}\sum m_2r^2 + \frac{1}{12}m_3l^2 \quad (12)$$

式中: $m_1$ —货物的质量, $l_1$ —货物离主轴中心的距离, $m_2$ —转轴各个阶梯部分质量, $r$ —各个阶梯的半径, $m_3$ —转盘的质量, $l$ —转盘的边长。

由此可以得到槽轮圆销对槽轮的压力:

$$P = \frac{M}{R_x} = M_c \left( \frac{1}{R_x} + \frac{K}{R_x} A \right) \quad (13)$$

$$K = \frac{-[\lambda(\lambda^2 - 1)\sin\beta]}{(1 - 2\lambda\cos\beta + \lambda^2)^2} \quad (14)$$

$$R_x = \sqrt{R^2\sin\beta + (L - \sin\beta)^2} = L \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda\cos\beta} \quad (15)$$

式中: $R_x$ —圆销中心与槽轮中心孔的距离; $\lambda$ —参数,与槽轮的槽数有关,即  $\lambda = \sin(\pi/2)$ 。

为了简化计算,运用近似求解式(13),可以得:

$$P_{\max} \approx M_c \left[ \left( \frac{1}{R_x} \right)_{\max} + \left( \frac{K}{R_x} \right)_{\max} A \right] \approx M_c \left( \frac{1}{R_x} \right)_{\max} + J\bar{\omega}^2 \left( \frac{K}{R_x} \right)_{\max} \quad (16)$$

由式(16)算出的  $P_{\max}$  误差小于 6%。因此,可以得出,对于槽轮机构的压力误差是在合理范围内。

当  $\beta=0$ ,此时  $1/R_x$  可取得最大值,则有:

$$\left( \frac{1}{R_x} \right)_{\max} = \frac{1}{L - R} = \frac{1}{L} \times \frac{1}{1 - \lambda} \quad (17)$$

由:

$$\frac{K}{R_x} = \frac{1}{L} \times \frac{-\lambda(1 - \lambda^2)\sin\beta}{(1 + \lambda^2 - 2\lambda\cos\beta)^{5/2}} \quad (18)$$

令:

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{K}{R_x} \right) = 0, \text{ 可得:}$$

$$3\lambda\cos^2\beta + (1 + \lambda^2) - 5\lambda = 0。$$

解得:

$$\cos\beta = \sqrt{\frac{5\lambda - (1 + \lambda^2)}{3\lambda}}。$$

从而求得槽轮的最大压力发生的位置。

## 3 槽轮机构的有限元分析和优化

本研究利用 CATIA 软件对槽轮的受力状况进行有限元分析和优化仿真<sup>[9-12]</sup>,并对槽轮进行优化比较。

笔者选取零件的材料为普通碳钢;利用 CATIA 的模型管理工具可以对网格规格进行设置,如元素类型、网格尺寸、曲面弯曲或凹陷的部位,应以较小的网格尺寸来划分以便提高分析精度和运算结果。由于各处所受应力大小不同,网格的形状也有所不同,应力较集中的区域网格划分要细,使它更接近实际工作情况,计算结果更加精确。

该槽轮由于在接近槽轮底部处存在应力集中,网格要细化,得到网格节点 732 个,单元 2 073 个,单元类型为 TE4,槽轮的网格划分如图 2 所示。

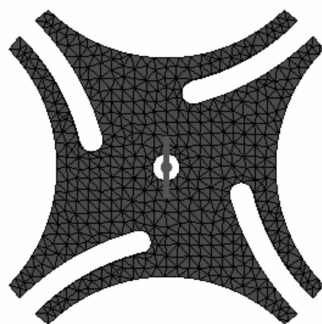


图 2 槽轮的网格划分

笔者将 200 N 施加在槽轮接近内槽底部侧面处的位置上,方向垂直于受力方向;对槽轮的中心孔施加全约束。经分析得到的实验结果如图(3~5)所示。

其中,槽轮优化前后的米塞斯等效应力云图如图 3 所示。

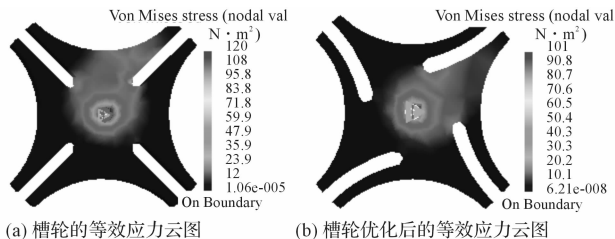


图 3 槽轮优化前、后的米塞斯等效应力云图

从图 3 的结果来看,图中偏黑部位为低应力部位,偏灰色部位为应力较大的部位。在误差允许范围内,零件中的最低安全系数(FOS)分别为 120 和 100,符合材料的屈服极限。其中,槽轮的最大集中应力主要分布在接近槽底的位置。

槽轮优化前、后的能量误差云图如图 4 所示。

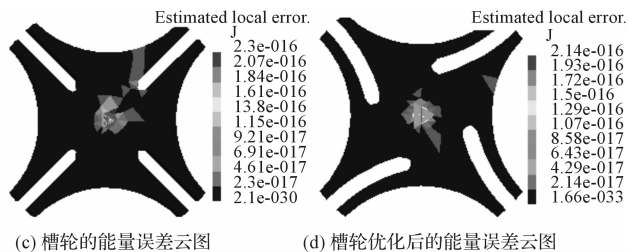


图 4 槽轮优化前、后的能量误差云图

槽轮优化前后的位移云图如图 5 所示。

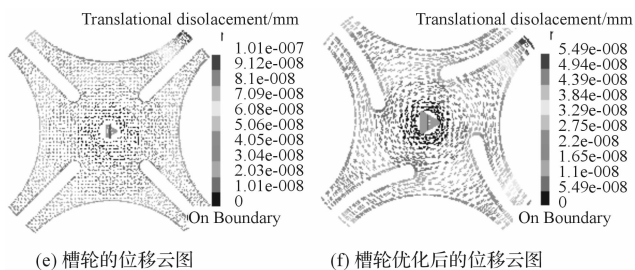


图 5 槽轮优化前、后的位移云图

从图 5 的结果分析来看,槽轮的位移最大量为  $2.94 \times 10^{-7}$  mm,对槽轮改进后的位移最大量为  $4.18 \times 10^{-8}$  mm。综上所述,该槽轮机构的结构设计和应力符合槽轮的实际情况,槽轮的结构优化后应力变小,且槽轮的位移

最大量也小于原来的最大位移量。

## 4 结束语

本研究通过对槽轮机构重要零件的结构分析和优化,并利用三维 CATIA V5 软件建立槽轮机构的三维模型,对槽轮机构的重要零件进行了应力仿真研究,并对仿真结果进行了比较分析。

通过对槽轮机构的三维模型的仿真分析,槽轮机构中的槽轮在接近槽底处会发生比较严重的碰撞,为此,本研究在对槽轮结构分析的基础上,参考凸轮机构从动件运动规律曲线,对槽轮进行了结构改进,即将直线齿槽改成曲线齿槽。最后,有限元分析结果表明,曲线槽中的应力等比直线槽有明显的改善,这为槽轮机构传动性能的进一步改善和优化提供了方向。

## 参考文献(References):

- [1] 郑文纬,吴克坚. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,2012.
- [2] 黄颖为. 包装机械结构与设计[M]. 北京:化学工业出版社,2007.
- [3] 赵同坤,付连芳. 槽轮间歇机构优化设计[J]. 应用科技,2001,28(6):6-8.
- [4] 王良文,杜文辽,崔纪雷. 自动机械中槽轮机构的参数化设计与仿真[J]. 机械设计,2006,23(12):44-46.
- [5] 杨良渠,赵丽娟. 包机中外槽轮机构的运动分析[J]. 包装工程,2004,25(1):40-41.
- [6] 陈明,刘文礼. 槽轮机构的平面造型设计和运动分析及仿真[J]. 机械工程师,2004(12):52-53.
- [7] 惠焯,李翔. 包机中外槽轮机构的运动分析[J]. 包装工程,2009,30(7):45-46.
- [8] 白川,王芳. 间歇旋转式递纸机构运动特性分析[J]. 包装工程,2006,27(3):108-109.
- [9] 张雨,何毅斌,杨兵宽,等. 风载荷下的起重机主梁有限元分析[J]. 机电工程,2013,30(9):1090-1092.
- [10] 丁玉平,钱怡. 包装件跌落仿真分析与结构优化[J]. 包装与食品机械,2014,32(4):44-47.
- [11] 张思,董海,徐红芹. 空间曲柄滑块机构的运动分析[J]. 机电工程技术,2014,43(5):58-60,106.
- [12] 林丹益,李芳. 基于 ANSYS 的结构拓扑优化[J]. 机电工程,2012,29(8):898-901.

[编辑:罗向阳]

## 本文引用格式:

何毅斌,李伟,王彦伟,等. 基于 CATIA 的槽轮机构结构设计及优化分析[J]. 机电工程,2016,33(1):8-11.

HE Yi-bin, LI Wei, WANG Yan-wei, et al. Structure design and optimization analysis of geneva wheel mechanism based on CATIA[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2016,33(1):8-11.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>