

凸轮式锂电池叠片机械手研制

孙继明, 郭 疆, 邵明东

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

摘 要: 随着锂离子电池应用的迅猛发展, 对其相应的生产设备的需求也日益扩大。本文设计的机械手是锂离子动力电池叠片机的核心执行部件, 用于实现锂电池的高速、高精度自动化叠片。在分析具体工艺要求的基础上, 设计完成了一种新型的基于凸轮连杆机构的两自由度机械手, 并通过 SolidWorks 软件进行了实体建模, 然后通过 ANSYS 软件对机构进行了整机模态分析, 研究了整个机构的振动特性, 最终生产出原理样机, 为锂电池叠片机的开发解决了关键技术问题。

关键词: 凸轮; 锂电池叠片机; 机械手; 模态分析

中图分类号: TP241 **文献标识码:** A

DOI: 10.3788/OMEI20112808.0063

Design of Cam Lithium-ion Battery Stacking Manipulator

SUN Ji-ming, GUO Jiang, SHAO Ming-dong

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics,
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

Abstract: Along with the rapid development of lithium-ion battery, the demand of related manufacturing equipments is increasing steadily. The manipulator designed in this paper is the core parts of power lithium-ion battery stacking machine, which is used to realize a high speed and high precision stacking. A scheme of new-style two-degree-of-freedom cam-linkage mechanism was introduced. With the aid of SolidWorks, the solid model of the mechanism was obtained. The modal analysis of the whole model was performed using ANSYS and the vibration character of the mechanism was studied. Finally, the prototype machine was manufactured, which solved the key technical problem of stacking machine design.

Keywords: cam; lithium-ion battery stacking machine; manipulator; modal analysis

1 引言

近年来,锂离子电池的应用得到了迅猛的发展,并已经取代镍镉、镍氢电池占据了二次电池主要市场,且需求量与日俱增^[1-3],然而,在国内其生产的自动化程度还不高,尤其是大型方型锂离子电池,大部分采用手工叠片,效率低,精度差,工人劳动强度高。目前,世界上技术先进的国家如日本,生产的叠片机造价昂贵,不适合中国锂离子电池行业的需求。国内的一些企业如比亚迪、深圳新松机器人、东莞超源电子等,纷纷开始自主研发锂离子电池叠片机,但就目前可以应用的设备来看,叠片机械手一般是通过气缸串联而成,但由于串联起来的气缸一定要按顺序动作,不允许存在动作时间上的交叉,因此从根本上限制了机械手的效率,而且气缸机械手在工作稳定性与可靠性上与完全由纯机构构成的机械手之间有一定的差距^[4]。因此,本文旨在设计一种高速、高精度、高可靠性、低成本的凸轮式机械手,为方形锂离子动力电池叠片机的开发解决关键技术问题,以满足实际应用的需要。

2 总体方案及连杆机构的设计

2.1 机械手运动轨迹规划

我们要设计的机械手用于锂离子动力电池的叠片工艺中,与摆隔膜机构和压极片机构配合将正极片和隔膜交错叠成电芯。根据具体的工艺要求,设计叠片机械手的运动轨迹图如图1所示。

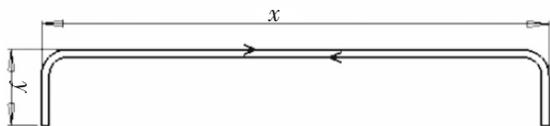


图1 机械手运动轨迹图

机械手具有两个运动自由度,两个自由度方向上的行程分别为 x 与 y ,两个方向上的运动可以有一定的交叉以提高效率。

2.2 总体方案设计

基于对现有的气缸型叠片机械手稳定性与可靠

性不足的分析,本文中机械手的实现机构采用凸轮连杆组合机构。单一的连杆机构不能准确地实现任意复杂的运动轨迹或运动规律;单一的凸轮机构不能使从动件作整周运动,也不便远距离传动,而凸轮连杆组合机构综合了两种机构的优点,从而可准确实现从动件的复杂的运动轨迹。以两个凸轮作为输入端输入运动,连杆机构应具有两个自由度。根据平面机构的自由度公式:

$$W=3(N-1)-2P_d \quad (1)$$

式中, W 为机构自由度, N 为机构的构件数, P_d 为低副的数目。

当 $W=2$ 时,由式(1)可得:

$$P_d = \frac{1}{2}(3N-5) \quad (2)$$

可见,若要保证机构中的低副数目 P_d 为整数,则机构的构件数 N 必须为奇数。对于闭式运动链机构,必有如表1所示关系。

表1 低副数与构件数的关系

N	5	7	9	……
P_d	5	8	11	……

为了不额外增加控制算法,并且可以方便地设计凸轮轮廓,机械手两个方向上的运动应该是解耦的,由此排除五杆机构,最终采用了七杆机构。综合之后,设计机构简图如图2所示。

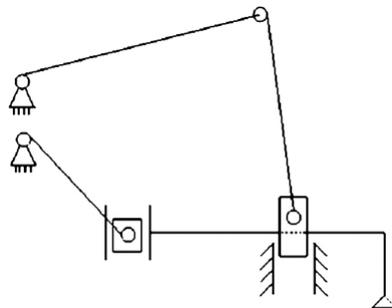


图2 机构简图

2.3 连杆机构设计

由设计的机构简图可见,机械手的水平和竖直两个方向上的运动是解耦的,从而可以将上述机构拆分为两个四杆机构分别进行设计。

对于水平运动的四杆机构，为减小机构尺寸和连架杆的摆角，并且获得较大的传动角，水平机构处于运动过程中间位置时的简图形式应如图3所示。

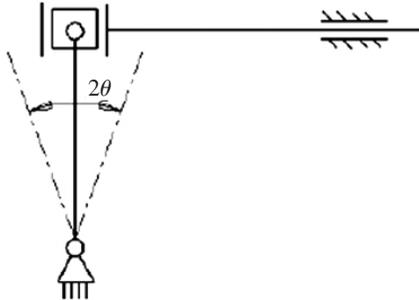


图3 水平四杆机构简图

在整个工作过程中，连架杆相对于竖直位置往复对称摆动 2θ 角，设连架杆长为 l ，机械手水平行程为 x ，则有 $l\sin\theta=x/2$ 。设计变量为 l 与 θ ，给定其中任意一个变量，则水平四杆机构可确定。

同理，为了获得较大的传动角和相对较小的连架杆摆动角，并且使机构参数的设计简单明了，竖直运动机构处于运动过程中间位置时的简图应设计成如图4所示形式。连架杆相对于水平位置对称摆动 2θ 角，并且设计时使连架杆摆动到两极限位置时，动端恰好位于滑块滑动中心线上，从而使得连杆的长度改变不影响机构其他设计参数。因此，在竖直连杆机构尺寸设计完成后，可以根据具体结构设计时的干涉条件、实现可能性等较自由地改变连杆的尺寸，为整个机构的设计提供了一定的灵活性。设连架杆长为 l ，机械手竖行程为 y ，则有 $l\sin\theta=y/2$ ，给定其中一个变量，竖直四杆机构可确定。

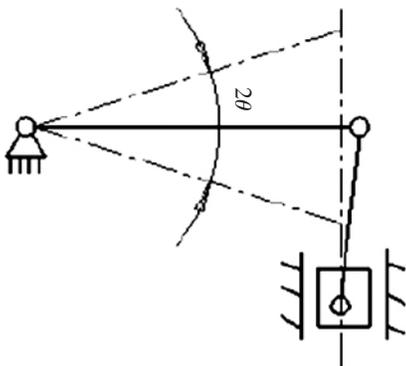


图4 竖直四杆机构简图

3 凸轮机构设计

3.1 凸轮机构设计概述

凸轮机构是一种由主动凸轮、从动件或从动件系统和机架组成的高副机构，常用于将主动凸轮的匀速转动或往复移动转换为从动件的往复移动或往复摆动，而从动件的运动规律可以根据工作要求拟定。凸轮机构设计应主要解决下列问题：

- (1) 根据任务要求，选择凸轮机构的类型和凸轮曲线，即从动件的运动规律。
- (2) 确定凸轮机构的基本参数。
- (3) 设计凸轮廓线和确定凸轮机构的结构尺寸。
- (4) 进行必要的分析。如性能分析、效率计算、强度校核等。对于高速凸轮机构，还要进行动力学分析。

本文所采用的凸轮类型为圆端滚子摆动从动件槽形凸轮。由于是平面运动，采用盘形凸轮即可。采用摆动从动件可以降低对最大压力角的限制，同时采用滚子从动件改善受力条件。锁合方式采用凸轮槽，有利于降低成本。

3.2 凸轮曲线的确定

所谓凸轮曲线并不是凸轮轮廓的形状曲线，而是凸轮驱动从动件的运动曲线。一般用横轴表示时间，纵轴表示位移(无量纲化)。研究凸轮曲线的目的在于用最短时间、最圆滑、无振动、耗能少的方式来驱动从动件。现在有许多种类的凸轮曲线，可以实现各种运动规律。为从动件选择合适的运动曲线是凸轮设计中非常重要的一个环节。本文设计的凸轮采用修正正弦曲线，该曲线是最常用的标准曲线，在众多凸轮曲线中综合性能较优良，其位移曲线、速度曲线、加速度曲线均连续，从而避免了刚性冲击和柔性冲击，适用于高速运转的场合。

3.3 凸轮元素的确定

凸轮半径受压力角限制，一般是按最大压力角 φ_m 来设计凸轮尺寸，实际压力角 φ_m 可用计算机求出。凸轮有效半径按下式求出：

$$R_c = \frac{hV_m}{\theta_h \tan \varphi_m} \quad (3)$$

其中, R_c 为凸轮有效半径, h 为凸轮升程, θ_h 为动程角, V_m 为最大无量纲速度。

压力角越小越好, 对摆动从动件而言, φ_m 可取 45° , 实际压力角还可大于 45° , 凸轮升程 h 对于摆动从动件按作图法近似求得。 θ_h 角是对应凸轮升程 h 时的凸轮轴的转角。 R_c 是滚子中心轨迹的最小容许尺寸, R_c 越大, 压力角越小。

滚子中心轨迹基圆半径 r_0 和外圆半径 r_h 按下列公式求得:

$$r_0 = R_c - h/2 \quad (4)$$

$$r_h = R_c + h/2 \quad (5)$$

3.4 中心距 c 的确定

中心距是指凸轮旋转中心与摆杆摆动中心之间的距离, 它关系到凸轮机构中的诸多要素, 因此对整个机构的性能有极大的影响。合理的凸轮机构必须要 $c > r_h$, 其中 c 为凸轮旋转中心与摆杆摆动中心的距离, r_h 为凸轮外圆半径。考虑到摆杆中心处铰链具体结构实现的可能性及滚子的半径, 中心距实际应满足 $c - r_h \geq r_j + r_r + \Delta$, 其中 r_j 为铰链半径, r_r 为滚子半径, Δ 值根据凸轮的具体形式进行选择 (槽凸轮时要考虑凸轮槽外缘的厚度)。

3.5 摆杆长度的确定

圆端摆动从动件平面凸轮的从动件摆杆长度 L , 按下述原则来确定: 摆动从动件和直动从动件凸轮机构运动的差别是弧和弦的差别, 凸轮的机械旋转角 θ 和凸轮名义上的旋转角 β (凸轮形状曲线上的位移角) 之差, 由从动件滚子来看, 相当于凸轮的一个偏差角 δ , 见图 5。在从动件整个摆动中, 希望从动件摆动圆弧轨迹尽量在凸轮半径方向上。

要使凸轮在起始两端名义上的 (表现在形式上) 分度角 β_h 和凸轮实际的 (在时间轴上的) 分度角 θ_h 相等, 只要使从动件摆杆的起始位置和终止位置上的滚子中心与凸轮中心在一直线上即可。从而可得摆杆长 L 的计算公式如下:

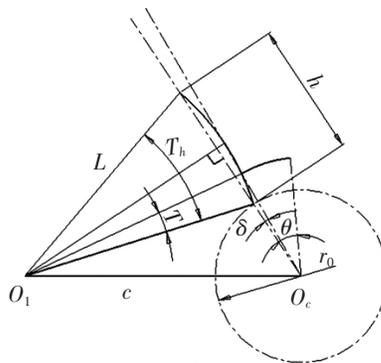


图 5 摆杆长度的确定

$$L = \sqrt{c^2 - r_0^2} \quad (6)$$

式中, L 为摆杆长度, c 为凸轮中心和摆杆中心的中心距, r_0 为凸轮基圆半径, r_h 为凸轮外圆半径。

从图 5 中还可得到摆杆长度 L 与摆杆角行程 τ_h 和凸轮升程 h 的关系为:

$$L = \frac{h/2}{\sin(\tau_h/2)} \quad (7)$$

若给出 τ_h 与 h , 则可通过式 (7) 算得 L , 再通过式 (6) 算得中心距 c ; 反之, 若给出中心距 c , 则可算得 τ_h 。

3.6 凸轮轮廓设计

图 6 为圆端摆动从动件平面凸轮的一般形式。

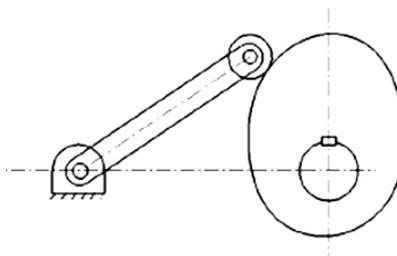


图 6 平面摆动凸轮机构示意图

当平面凸轮等速旋转时, 已知从动件动作端运动为 $S=S(T)$, 为修正正弦曲线, 其曲线方程如下:

$$S = \frac{A_m}{4\pi} \left[T - \frac{1}{4\pi} \sin(4\pi T) \right], \quad 0 \leq T \leq \frac{1}{8}$$

$$S = \frac{9A_m}{16\pi^2} \left[1 - \cos \frac{4\pi(T-1/8)}{3} \right] + \frac{A_m}{4\pi} (T-1/8) + \frac{A_m}{32\pi^2} (\pi-2),$$

$$\frac{1}{8} \leq T \leq \frac{7}{8}$$

$$S = \frac{A_m}{16\pi^2} \cos\left[4\pi\left(T - \frac{7}{8}\right)\right] + \frac{A_m}{4\pi}\left(T - \frac{7}{8}\right) + \frac{A_m}{32\pi^2} (7\pi + 32),$$

$$\frac{7}{8} \leq T \leq 1 \quad (8)$$

要求得凸轮形状，根据矢量几何学原理，设滚子中心轨迹坐标为 (r, β) ，若能求出在凸轮转动过程中 r 与 β 二者一一对应的值，则可得到凸轮的理论轮廓线，进而得到凸轮的实际轮廓线。

图7所示为 T 时刻凸轮和从动件滚子接触状态矢量图。

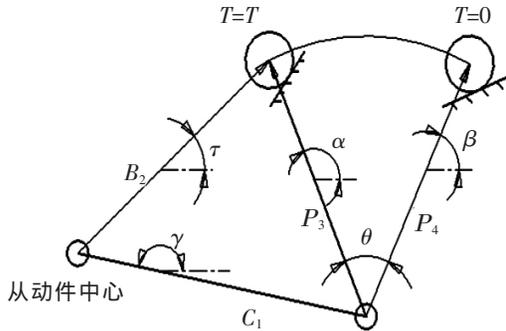


图7 凸轮滚子矢量图

其间，凸轮只转过 θ 角，由反转法可知，将它反转 θ 角到 0 时刻即可求得凸轮形状^[5]。图中各矢量分别为：

$$C_1 = ce^{i\gamma}, B_2 = le^{i\tau}, P_3 = re^{i\alpha}, P_4 = re^{i\beta} \quad (9)$$

其中， c 是中心距， l 是杠杆长度， r 是到滚子中心的凸轮半径， (r, β) 是滚子中心轨迹的极坐标。从图7可得如下关系：

$$P_3 = B_2 + C_1, P_4 = P_3 e^{-i\beta}$$

从而可得下式：

$$re^{i\beta} = le^{i(\tau-\beta)} + ce^{i(\gamma-\beta)} \quad (10)$$

取虚实部分别相等可得：

$$\tan\beta = \frac{l\sin(\tau-\theta) + c\sin(\gamma-\theta)}{l\cos(\tau-\theta) + c\cos(\gamma-\theta)}, \quad (11)$$

$$-180^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$$

$$r = l\cos(\tau-\theta-\beta) + c\cos(\gamma-\theta-\beta) \quad (12)$$

在式(11)与式(12)中， l, c, γ 是已知量，而且从动件运动规律已知，所以 θ 与 τ 分别是关于 T 的确定的一元函数。因此，给定任意时刻 $(0 \leq T \leq 1)$ ，

通过上述两式都可解出滚子中心相应的极坐标，从而可得凸轮的轮廓线。

4 三维建模与动力学仿真分析

4.1 三维建模

在凸轮连杆机械手设计完成后，通过 Solidworks 软件进行立体建模。水平运动与竖直运动的凸轮如图8与图9所示。

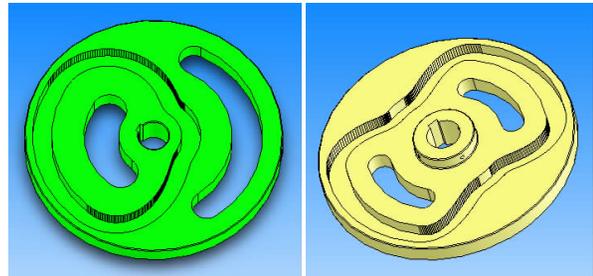


图8 水平凸轮

图9 竖直凸轮

在各零件建模完成后，通过 Solidworks 的装配功能得到所设计的凸轮机械手的三维立体模型，如图10所示。经干涉检查与运动仿真，所设计的机械手不存在干涉问题。

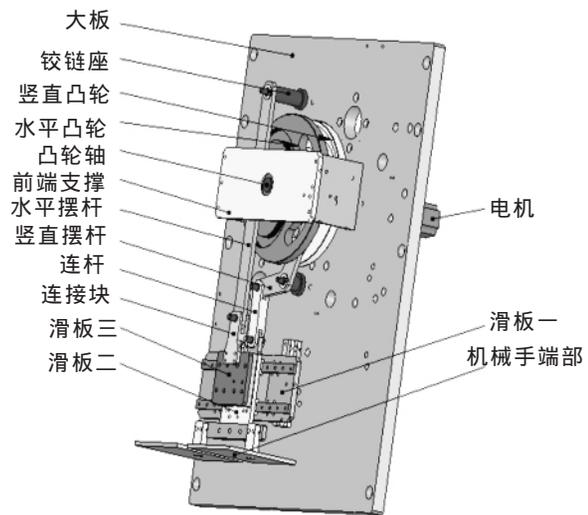


图10 凸轮机械手三维模型

4.2 动力学仿真分析

为分析所设计机械手的振动特性，将 Solidworks 中生成的机械手立体模型导入到有限元分析软件 ANSYS 中进行模态分析。

首先，为了减小计算量从而保证有限元分析可

以顺利进行,必须对本文中设计的机械手模型进行适当的简化。由于两个凸轮可以看作是系统的输入,并且相对于其他运动构件具有较大的刚度,因此,在进行模态分析时不将其考虑在内,对于大板、电机等静止构件不予考虑。由于要进行的是模态分析,可以将结构中对动态特性影响不大的特征加以修改或简化。根据圣维南原理,在有限元建模过程中做了如下简化:

(1) 忽略结构中的一些倒角、圆角等,减小有限元计算成本。

(2) 忽略次要部位的小孔,如螺纹孔、竖直摆杆输入处的安装孔等。

(3) 简化配合:将导轨滑块分别与各自相连接的滑板做成一体,从而简化螺纹连接;将各铰接处的衬套省略,相应加粗铰链销直径并将铰链销与两连接杆中相应杆件固结;将图 10 中的连接块进行形状简化,并与滑板三固结。

(4) 将机械手拾取端部构件省略,而按照其质量与相对位置,相应加大图 10 中滑板二的前端长度和宽度。图 11 是最终导入 ANSYS 的简化模型。

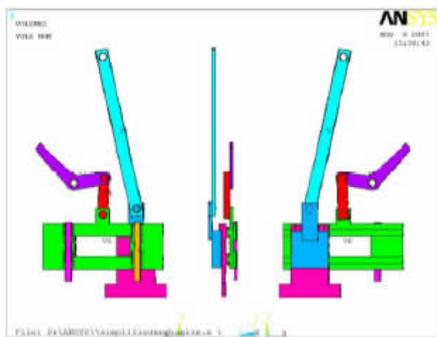


图 11 简化的模型

采用 Solid92 单元对简化的模型进行网格划分,得到的有限元模型如图 12 所示。

本文中所设计的机械手是一个由许多部件通过不同种类的结合方式、按一定要求连接而成的复杂机械系统。整个系统的刚度由被连接的零部件的刚度和各个连接部位的刚度决定。零部件之间相互结合的部位称之为结合面。当机构运转时,结合面间

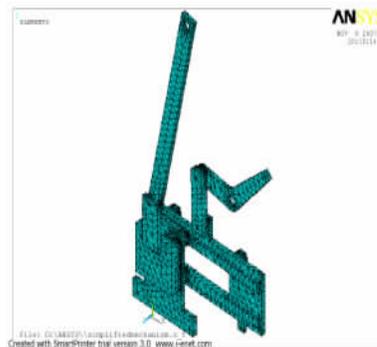


图 12 有限元模型

产生微小的相对位移或转动,从而对机构的动态性能产生一定的影响,使其固有频率降低。在运用有限元分析软件进行结构动态解析计算时,结合面的处理成为一个影响分析精度的关键环节。本文在结合面的处理上应用了 ANSYS 软件高级分析技术中的以接触向导实现的 MPC (Multipoint constraint) 技术^[9],通过接触向导分别在各铰接处和各滑动连接处共建立了 21 对接触对,如图 13 所示。

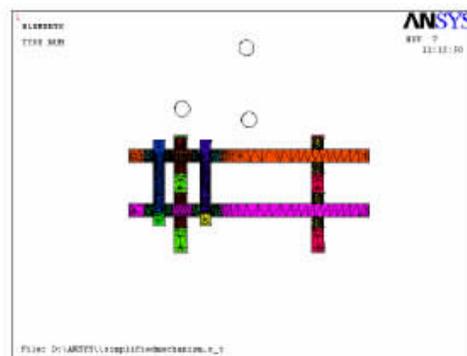


图 13 接触对的建立

模态分析得到机构的前三阶振型如图 14,图 15,图 16 所示。第一阶振型表现为水平摆杆在厚度方向上的一阶弯曲振动,振动频率为 41.326 Hz。第二阶振型表现为水平摆杆在宽度方向上的一阶弯曲振动,振动频率为 139.524 Hz。第三阶振型表现为水平摆杆在厚度方向上的二阶弯曲振动,振动频率为 255.939 Hz。

通过该机构的前三阶振型可以看出,机构刚度的薄弱环节为运动尺寸最长的水平摆杆,尤其是其厚度方向上的刚度,因此,在实际应用中可适当增

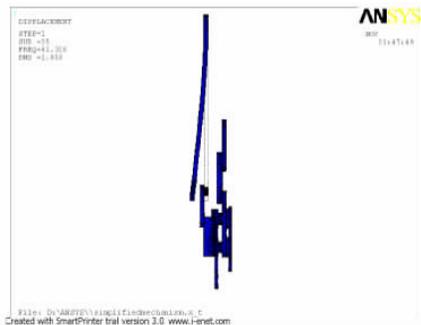


图14 第一阶模态振型

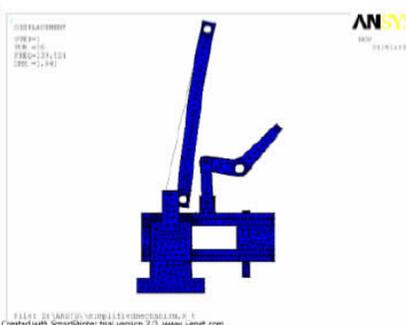


图15 第二阶模态振型

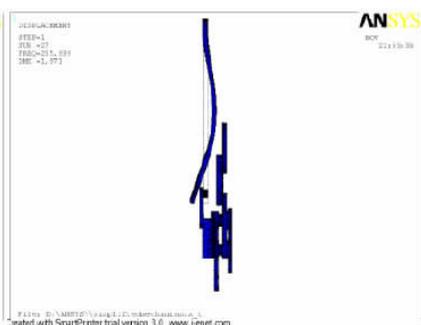


图16 第三阶模态振型



图17 凸轮机械手原理样机

加水平摆杆的厚度和宽度以提高其刚度。

图17为生产出的原理样机，在凸轮转速30 r/min的工况下，机械手运转稳定可靠。

5 结 论

本文根据实际项目的需求，设计了两自由度凸轮连杆式的机械手，并通过Solidworks软件进行了三维立体建模，通过ANSYS软件对所得立体模型进行了模态分析，研究了机构的振动特性，并最终生产出原理样机。原理样机在30 r/min的工况下运转稳定可靠，从而为大型方形锂离子电池叠片机的研制解决了关键技术问题。

参考文献

- [1] 马学美, 崔毅. 动力锂电池技术发展趋势和投资策略研究[J]. 华南理工大学学报, 2011, 13(1): 5-8.
- [2] 唐凤雄. 我国锂电池技术发展需要新思路[J]. 中国高新技术企业, 2010(20): 17-19.
- [3] 曹红葵. 对锂电池现状及发展趋势的综述[J]. 江西化工, 2009(3): 3-5.
- [4] 蔡晓娜, 余运昌. 叠片机的研究与设计[J]. 科技创新导报, 2008(25): 103-105.
- [5] 何彩颖. 凸轮廓线精确设计[J]. 机械研究与应用, 2011(2): 70-75.
- [6] 牟昊. 基于ANSYS的车架动态有限元分析的应用[J]. 硅谷, 2011(7): 128.

作者简介: 孙继明 (1982-), 男, 吉林长春人, 硕士, 助理研究员, 2007年于哈尔滨工业大学获得硕士学位, 主要从事空间光学仪器的设计与研究。E-mail: sunjiming6031@163.com