某型机构弹簧刚度和预压力与碰撞力关系分析

邱枫，杨臻，韩晓明
（中北大学，太原 030051）

摘要：目的 研究用于某型精密球形电机中球形转子的杠杆型释放机构的可行性，以及解脱弹簧的最优刚度和预压力。**方法** 首先对杠杆型压紧释放机构进行结构设计，然后对将该释放机构分析模型进行简化，最后采用刚体动力学分析软件 ADAMS 进行解脱弹簧不同刚度和预压力的动力学仿真。**结果** 仿真结果表明，杠杆型释放机构可满足精密球形电机球形转子固定的指标要求，解脱弹簧最优刚度为 1.98 N/mm，最优预压力为 4~5 N。**结论** 采用合理的弹簧刚度和预压力，能够降低释放过程中产生的碰撞力。

关键词：杠杆型释放机构；ADAMS；动力学仿真；弹簧刚度；预压力
中图分类号：TP391.9　**文献标识码：**A　**文章编号：**1001-3563(2016)11-0140-04

Relationship of Impact Force with Different Spring Stiffness and Preload Force for a Certain Mechanism

QIU Feng, *YANG Zhen*, *HAN Xiao-ming*
(North University of China, Taiyuan 030051, China)

ABSTRACT: In order to study the feasibility of a lever-type release mechanism of a fixed spherical rotor in a type of precision spherical motor and find out the optimal stiffness and preload force for the spring. Firstly ,this paper designed the structure of a lever-type release mechanism, then simplified the analysis model and finally conducted the dynamic simulation with different spring stiffness and preload force using the rigid dynamics analysis software ADAMS. The simulation results showed that the lever-type release mechanism could be leveraged to meet the target to fix spherical rotor, the optimal spring stiffness was 1.98 N/mm, and the optimal preload force was in the range of 4 ~ 5 N. Reasonable spring stiffness and preload could effectively reduce the impact force generated during the releasing process.

KEY WORDS: lever-type release mechanism; ADAMS; dynamic simulation; spring stiffness; preload force

对于精密的仪器设备，普通的包装条件往往不能满足其运输条件，因此需要根据待运输设备自身结构特点，设计出针对性强的包装方式，以保证仪器设备在运输过程中不发生损坏。同时，由于某些设备自身的独特性，对于运输的要求也较为严格[1—3]。

在精密球形电机设备的运输过程中，由于在运输前精密球形电机中球形转子在调试过程中已经将球型转子的球心位置安装十分精确，因此在运输过程中应该尽可能避免球形转子球心位置发生偏移[4—5]。结合本精密球形电机设备自身特点与相关要求，设计了一种用于球形转子的杠杆型压紧与释放机构。首先对该机构进行三维模型的绘制，然后将该机构中的释放机构导入到动力学分析软件 ADAMS 中，对该机构进行参数设定和添加约束后[6]，

收稿日期：2015-10-26
作者简介：邱枫（1991—），男，四川泸州人，中北大学硕士生，主攻机械结构设计，静力学、动力学仿真分析以及视景仿真技术。
通讯作者：杨臻（1965—），男，四川峨眉山人，博士后，中北大学教授，主要研究方向为总体结构设计、仿真技术。

得出释放机构中解脱弹簧参数与释放机构释放后产生的冲击力的关系，从而确定最理想的弹簧参数。

1　杠杆型释放机构组成和工作原理

杠杆型压紧与释放机构主要由压紧杆、压紧头、解脱弹簧三部分组成，压紧头表面涂覆橡胶材质，与圆形转子表面之间贴合；压紧杆上端通过压紧杆回转轴固定到精密球形电机架体上，下端与球面对称布置的压紧杆下端通过压紧线（尼龙绳）缠绕在一起；当压紧线断开后，解脱弹簧推动压紧头往外滑动，压紧杆在压紧头端盖的作用力下绕压紧杆回转轴转动，从而解脱整个球形转子。杠杆型释放机构工作原理见图 1。

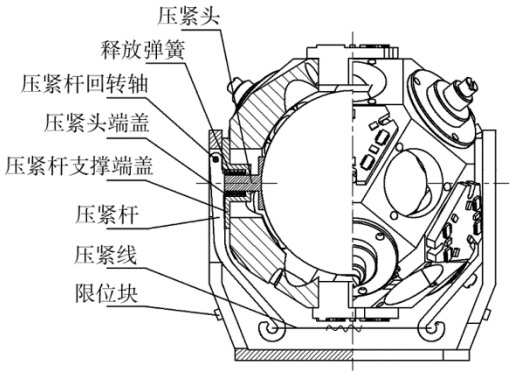

图 1　压紧与释放机构工作原理
Fig.1 Principle diagram of locking and releasing mechanism

2　杠杆型释放机构主体结构设计

2.1　机构总体性能指标

结合精密球形电机中球形转子对于外界干扰的适应能力[7]，对杠杆型释放机构的主要指标要求如下：释放位移不小于 1.5 mm；解脱时间不大于 0.1 s；解脱过程中对架体横向产生的冲击力不大于 10 N，纵向冲击不大于 25 N；解脱过程中碰撞力不发生震荡。

2.2　压紧杆设计

压紧杆时整个释放机构的核心零件，是完成机构动作的从动件。

释放前，压紧杆钩部需承受压紧绳产生的 50 N 左右的拉力，释放后，压紧杆在压紧头端盖推动下，绕压紧杆回转轴旋转，旋转 14.7° 完成整个机构的释放。由于精密球形电机自身结构的限制，而且其旋转到位后需与限位块发生碰撞，为保证压紧杆强度，压紧杆尺寸应该为定位空间允许内的最大外形尺寸。压紧杆结构见图 2。

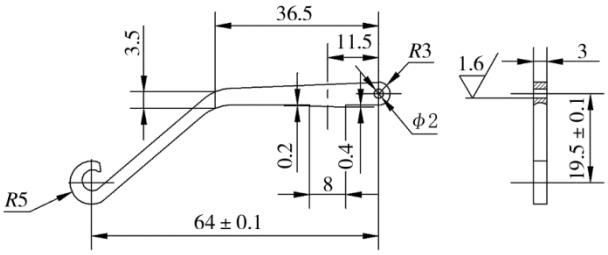

图 2　压紧杆结构
Fig.2 Schematic structure diagram of suppress lever

2.3　压紧杆支撑端盖设计

压紧杆支撑端盖通过 3 根 M3 的内六角螺钉与精密球形电机架体刚性连接，它将压紧杆产生的压力通过端面传递给精密球形电机架体，同时它又通过固定到端盖凸起位置的压紧杆回转轴与压紧杆进行连接，从而保证压紧杆绕压紧杆回转轴进行旋转运动。压紧杆支撑端盖结构见图 3。

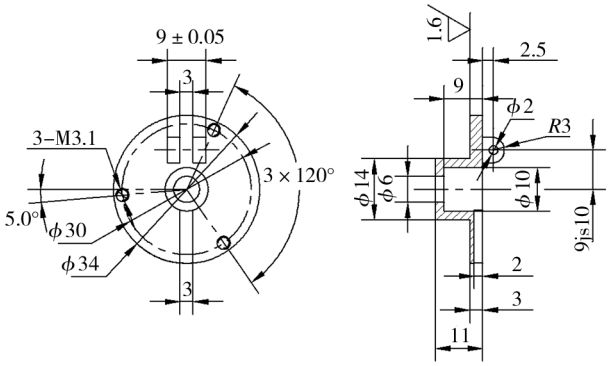

图 3　压紧杆支撑端盖结构
Fig.3 Schematic structure diagram of suppress lever support cap

3　ADAMS 动力学分析

3.1　动力学模型和假设

由于杠杆型释放机构在整个释放过程中，受到弹簧作用力、运动件之间的摩擦力、压紧绳断开后的残余拉力等，整个运动过程较为复杂，因此，需要对模型进行简化和假设[8]，具体假设如下：忽略弹簧质量的影响；忽略重力的影响；忽略运动过程中的摩擦力；忽略压紧绳断开后产生的残余拉力。

3.2　动力学模型建立和仿真分析

首先用 Pro/E 进行三维实体创建，然后将装配

好的模型导出为.x_t 格式，再将该文件导入到动力学分析软件 ADAMS 中，并根据实际情况对零件的相关参数进行设定[9—10]。

根据精密球形电机的结构特点，得出弹簧安装的最大空间为 ø10×10 mm，再综合其他参数的影响，经估算后，查相关资料[11]可得备选的 3 组弹簧参数，见表 1。

表 1　弹簧刚度及其他参数

Tab.1 Spring Stiffness and other parameters

系列	簧丝直径/mm	中径/mm	刚度/(N·mm^{-1})
1	0.8	8	1.98
2	0.8	7	2.62
3	1.0	8	4.50

压紧杆在释放到位后将与固定到架体上的限位块之间发生碰撞，用 ADAMS 进行碰撞力分析时，采用冲击函数法（Impact）来进行计算[12—14]。已知限位块材料为 7A04 型高强度铝合金，压紧杆材料为不锈钢，用于碰撞分析的其他参数：刚度 k 为 35000.0，刚度贡献值 e 为 1.5，阻尼 c 为 28.0，全阻尼穿透值 d 为 0.1。

将弹簧刚度、阻尼、预压力等参数进行多次设定，得出分析结果见表 2。

刚度为 1.98 N/mm 时，碰撞发生时间随预压力的增加而缩短，当预压力不大于 3 N 时，压紧杆与限位块发生碰撞后，压紧杆出现回弹现象，当预压力不小于 5 N 时，碰撞过程中产生的碰撞力发生连续震荡。

刚度为 2.62 N/mm 时，碰撞发生时间随预压力的增加而缩短，当预压力不大于 4 N 时，压紧杆与限位块发生碰撞后，压紧杆出现回弹现象，当预压力不小于 6 N 时，碰撞过程中产生的碰撞力发生连续震荡。

刚度为 5.40 N/mm 时，碰撞发生时间随预压力的增加而缩短，当预压力不大于 7 N 时，压紧杆与限位块发生碰撞后，压紧杆出现回弹现象，当预压力不小于 16 N 时，碰撞过程中产生的碰撞力发生连续震荡。不同刚度和预紧力下的碰撞力震荡见图 4。

刚度为 1.98 N/mm 的弹簧，满足不发生震荡的预压力应为 4~5 N，碰撞力为 26.9~30.1 N；刚度为 2.62 N/mm 的弹簧，满足不发生震荡的预压力应为 5~6 N，碰撞力为 57.6~78.5 N；刚度为 4.50 N/mm 的弹簧，满足不发生震荡的预压力应为 8~15 N，碰撞力为 63.3~126.7 N。

表 2　不同预压力下的撞击发生时间和撞击力

Tab.2 Impact time and Impact force under different preload force when the spring stiffness value

弹簧刚度/(N·mm^{-1})	预压力/N	碰撞时间/t	碰撞力峰值/N	回弹现象
1.98	1	0.0710	6.4052	有
	2	0.0386	14.0759	有
	3	0.0274	33.9228	有
	4	0.0220	26.8598	无
	5	0.0198	30.2547	无
	6	/	/	多次震荡
2.62	1	0.0812	7.8485	有
	2	0.0448	13.5182	有
	3	0.0305	28.5821	有
	4	0.0247	39.1655	有
	5	0.0204	57.6322	无
	6	0.0177	78.4597	无
	7	/	/	多次震荡
4.50	1	0.1142	6.1133	有
	2	0.0622	9.1801	有
	4	0.0331	19.6483	有
	6	0.0235	36.8072	有
	7	0.0204	45.6319	有
	8	0.0179	84.9233	无
	10	0.0153	63.2662	无
	12	0.0133	126.6656	无
	15	0.0111	92.9301	无
	16	/	/	多次震荡

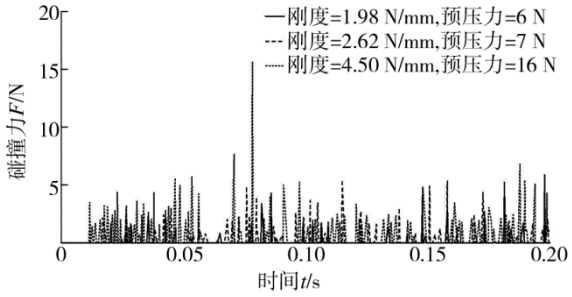

图 4　不同刚度和预紧力下的碰撞力震荡

Fig.4 Shake scheme of impact force under different stiffness and preload

由于对称布置释放机构，因此可保证水平方向产生的冲击接近于 0[15]，垂直方向产生的冲击力最大值为 70.4 N，单边最大力为 35.20 N。综上所述，满足释放条件的弹簧刚度为 1.98 N/mm，预压力为

4~5 N。

4　结语

采用 ADAMS 动力学分析软件，能够有效缩短产品的研发周期，提高研发效率。同时，上述分析也证明了杠杆型压紧与释放机构用于某型精密球形电机中球形转子固定的可行性。

1) 解脱弹簧刚度和阻尼相同时，预压力的变化对碰撞力影响较大，需根据具体工作条件进行分析计算，得出最优刚度、预压力参数。

2) 弹簧刚度越大，压紧杆产生震荡时所需的预压力也越大；压紧杆与限位块碰撞后，刚度越大的解脱弹簧导致的压紧杆震荡越剧烈。

3) 在后续研制样机试验中，在架体水平和垂直位置布置加速度传感器，可测量出水平方向和垂直方向的冲击加速度，从而计算出整个释放结构产生的水平和垂直方向的冲击力和冲击力的变化规律等参数。

参考文献：

[1] FABIANO B, CURRO F, PALAZZI E, et al. A Framework for Risk Assessment and Decision-making Strategies in Dangerous Good Transportation[J]. Journal of Hazardous Materials, 2002, 93(l):l—15.

[2] MAZZAROTTA B. Risk Reduction when Transporting Dangerous Goods: Road or Rail[J]. Risk Decision & Policy, 2002,7(1):45—56.

[3] 贺兵. 基于虚拟样机技术的包装机械系统仿真研究[J]. 包装工程, 2008, 29(2):47—49.
HE Bing. Simulation Study of Packing Machine Based on Virtual Prototyping[J]. Packaging Engineering, 2008, 29 (2):47—49.

[4] VIKAS S, SHAWN A C, LALLIT A. Thermally Actuated Shape-memory Polymers:Experiments,Theory and Numerical Simulations[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2010, 58(8):1100—1124.

[5] YAO Wen-li, CHEN Bin, LIU Cai-shan. Energetic Coefficient of Restitution for Planar Impact in Multi-rigid-body Systems with Friction[J]. International Journal of Impact Engineering, 2005, 31(3):255—265.

[6] 原永亮, 杨臻, 王圣辉, 等. 轮系在翻转机构中的应用分析[J]. 包装工程, 2014, 17(9):86—90.
YUAN Yong-liang, YANG Zhen, WANG Shen-hui. The Application and Analysis of Gear Train in the Turnover Mechanism[J]. Packaging Engineering, 2014, 17(9):86—90.

[7] SHI Bing, JIN Ye. A Framework of Virtual Prototyping Environment for the Design and Analysis of Mechanical Mechanism with Clearance[J]. Virtual and Physical Prototyping, 2007, 2(1):21—28.

[8] 刘飞飞, 刘金根. 基于ADAMS的捆扎机锁紧机构的优化设计[J]. 包装工程, 2009, 30(7):19—21.
LIU Fei-fei, LIU Jin-gen. Optimal Design for Locking Mechanism of Bundling Machine Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2009, 30(7):19—21.

[9] 徐立峰, 张雷. 基于ADAMS的模切机双肘杆机构优化设计研究[J]. 包装工程, 2013, 30(1):75—78.
XU Li-feng, ZHANG Lei. Optimal Design of Wine Dual-elbow Machine of Die-cutting Machine Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2013, 30(1):75—78.

[10] 陈安军. 斜支承弹簧包装系统非线性振动特性分析[J]. 包装工程, 2009, 11:20—22.
CHEN An-jun. Study on Shock Characteristic of Packaging System with Inclined Support[J]. Packaging Engineering, 2009,11:20—22.

[11] 席晓燕. 基于 ADAMS 的含间隙酒瓶装箱机构优化设计[J]. 包装工程, 2013, 34(1):69—74.
XI Xiao-yan. Optimal Design of Wine Bottle Packaging Machine with Clearance Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(1):69—74.

[12] STRONGE W J. Generalized Impulse and Momentum Applied to Multi-body Impact with Friction[J]. Mechanics of Structures and Machines, 2001, 29(2):239—260.

[13] FUJII Y, ISOBE D. Method for Determining the Impact Force in Crash Testing[C]// Proceedings of the International Modal Analysis Conference, 2000, 2(1):1672—1677.

[14] BRIGGS J C, TSE M K. Impact Force Identification Using Extracted Modal Parameters and Pattern Matching[J]. International Journal of Impact Engineering, 1992, 12(3):361—372.

[15] BOELEN B, HARTOG H D, WEIJDE H V D. Product Performance of Polymer Coated Packaging Steel, Study of the Mechanism of Defect Growth in Cans[J]. Progress in Organic Coatings, 2004, 50(1):40—46.