

基于Adams的低过载激活机构运动学建模仿真分析

李 谭¹, 邵伟平^{1*}, 郝永平^{1,2}, 朱海平³

¹沈阳理工大学机械工程学院, 辽宁 沈阳

²沈阳理工大学装备工程学院, 辽宁 沈阳

³瓦房店市第二十二初级中学, 辽宁 瓦房店

收稿日期: 2026年9月21日; 录用日期: 2026年10月14日; 发布日期: 2026年10月20日

摘 要

针对某型火箭弹化学电源激活机构存在低过载发射工况可靠激活、高过载跌落勤务安全二者难以兼顾, 以及膛内早炸危及阵地人员安全的问题, 本文针对该型火箭弹的化学电源, 设计了一种小型低过载激活机构。该机构针对其约50 g长脉宽低后坐与低离心转速的发射环境, 构建蛇形槽-内惯性件-离心球三级顺序保险机构, 通过后坐环境与旋转环境的序列耦合, 实现低过载可靠激活、短脉冲跌落不解保的同时, 有效减少了机构的轴向空间占用, 确保了激活装置的安全性和小型化。仿真表明, 该机构能够兼顾低过载发射可靠激活与高过载跌落勤务安全, 并可避免膛内早炸引发的阵地安全隐患。

关键词

引信, 低过载, 激活机构, ADAMS, 发射安全

Kinematic Modeling and Simulation Analysis of Low-Overload Activation Mechanism Based on ADAMS

Tan Li¹, Weiping Shao^{1*}, Yongping Hao^{1,2}, Haiping Zhu³

¹School of Mechanical Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang Liaoning

²School of Equipment Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang Liaoning

³Wafangdian No. 22 Junior High School, Wafangdian Liaoning

Received: September 21, 2026; accepted: October 14, 2026; published: October 20, 2026

*通讯作者。

文章引用: 李谭, 邵伟平, 郝永平, 朱海平. 基于Adams的低过载激活机构运动学建模仿真分析[J]. 建模与仿真, 2026, 15(10): 102-114. DOI: 10.12677/mos.2026.1510148

Abstract

To address the failure of conventional activation mechanisms for rocket projectile chemical power sources to reconcile reliable activation under low-overload launch conditions with service safety under high-overload drop, as well as the risk of in-bore premature detonation endangering personnel safety at the launch site, a compact low-overload activation mechanism is proposed. Tailored to a launch environment characterized by approximately 50 g long-pulse low setback and low centrifugal rotation speed, the mechanism employs a three-stage sequential safety architecture comprising a serpentine slot, an internal inertial component, and a centrifugal ball. Through the sequential coupling of setback and rotational stimuli, it achieves reliable low-overload activation while remaining unarmed under short-pulse drop, effectively reducing axial space occupation and ensuring both safety and miniaturization. Simulation results demonstrate that the mechanism reconciles reliable low-overload launch activation with high-overload drop service safety and mitigates position safety hazards arising from in-bore premature detonation.

Keywords

Fuze, Low Overload, Activation Mechanism, ADAMS, Launch Safety

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

在军事科技快速发展的背景下,融合海陆空多方位立体化作战、多军种协同行动,同时受到核力量威胁的常规局部战争,将构成未来战争的主要形式[1]。现代战场的高机动性要求武器装备实现快速部署、快速响应与快速运输。轻量化对于提升装备的平台适应性、机动性及人员生存能力至关重要[2]。小型引信与引信电源激活机构能够在确保武器毁伤能力不下降的前提下,为武器便携性的提升提供有力支持,故而对低过载、小型化电源激活装置开展进一步的设计与优化工作,具备十分重要的意义[3]。2008年,美国斯托尼布鲁克大学的 Murray [4]等人提出了一种小型化的惯性激活机构,该惯性激活机构配备了双保险装置,其结构设计简单,相较于传统激活机构显著减小体积,适合空间有限的应用。在特定环境下表现优异,能够在 2000 G 的过载条件下持续 0.5 毫秒内可靠激活,旨在提高安全性,防止意外启动,同时确保在需要时能可靠激活。

2019年7月,美国的 Jahangir S. Rastegar [5]发明了一种自旋式加速度惯性点火器,这种激活机构是在预定时间和幅度的加速度下驱动的装置。该装置质量块设有力臂,通过自旋方式力臂旋转至设定好的槽中,通过释放质量块撞击化学药皮,进而实现对火帽的击发。该类激活机构对环境作用力的依赖性较强,且运动过程中需克服一定的摩擦阻力。针对高环境过载与引信勤务处理要求相冲突的问题,贺文[6]等人在 2021 年研发出一种面向中小口径迫弹的热电池激活机构。通过 ADAMS 仿真分析发现,跌落瞬间冲击峰值达到 13,000 g 时,该机构不会出现解保现象;而在 1000 g 加速度、5 ms 脉宽的发射过载工况下,其可正常解除保险并激活火帽,完全契合引信勤务处理的设计标准。该方案在有效提升勤务处理可靠性的同时,也实现了激活机构的体积缩减。

上述研制的激活机构都是在较高的过载环境中应用,在低过载环境中的应用研究较少。本文以某型号火箭弹为载体,针对两类主要问题:一是低过载发射环境下可靠激活与高过载跌落环境下勤务处理安

全相矛盾的问题[7][8];二是膛内早炸威胁阵地人员人身安全问题[9],提出了一种新型的化学电源激活机构,通过建模对该机构进行研究,结合 ADAMS 软件进行仿真分析。该激活机构设计在后坐过载为 50 g、脉宽为 600 ms 与低离心转速区间的双环境力下可以可靠激活,且激活机构整体尺寸控制在 $\Phi 38\text{ mm} \times 12\text{ mm}$;并设置了三道保险,确保了激活装置的安全性和小型化,对于相关的引信保险机构的研究具有重要的理论意义和工程价值。

2. 激活机构作用原理

低过载化学电池激活机构主要由主壳体、击针、内惯性件、外惯性环、后坐簧、扭转簧、离心簧和离心球组成。其中主壳体、击针、内惯性件、外惯性环如图 1 所示。机构装配图如图 2 所示。

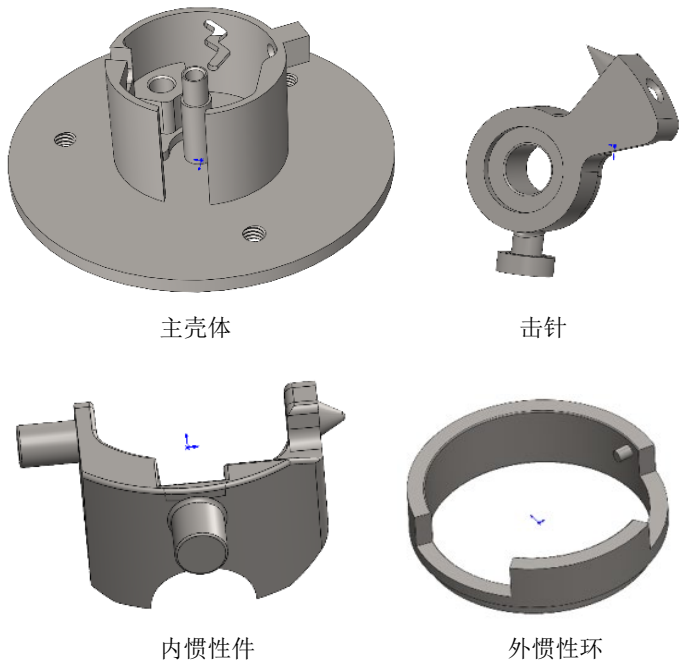


Figure 1. Part drawing of the activation mechanism
图 1. 激活机构零件图

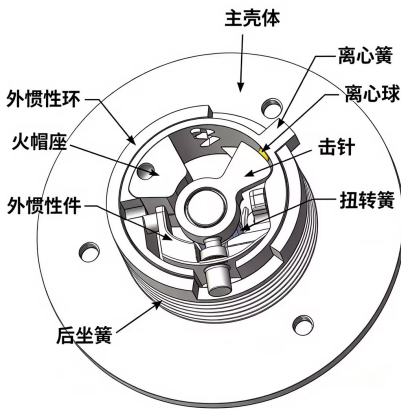


Figure 2. Assembly drawing of the low-overload activation mechanism
图 2. 低过载激活机构装配图

该机构针对某型火箭弹约 50 g 长脉宽低后坐与低离心转速的发射环境, 构建蛇形槽 - 内惯性件 - 离心球三级顺序保险机构, 通过后坐环境与旋转环境的序列耦合, 实现低过载可靠激活、短脉冲跌落不解保的同时, 有效减少了机构的轴向空间占用, 从而为武器战斗部预留更多储存位置。内惯性件和击针安装在主壳体内部, 外惯性环安装在主壳体外部, 击针与主壳体之间以扭转簧和螺帽连接, 外惯性环与主壳体之间以后坐簧连接。外惯性环上的伸出销与主壳体上的蛇形槽配合, 通过蛇形槽和外惯性环的相互配合运动[10][11], 构成了机构的第一道保险。外惯性环上也设有凹槽, 内惯性件上设有伸出销, 内惯性件上的伸出销平时置于外惯性环的凹槽上。内惯性件上设有卡槽, 内惯性件与击针通过卡槽配合, 击针尾端上的轴承平时卡在卡槽内。由内惯性件和击针共同构成了激活机构的第二道保险。在击针头部设有凹槽, 主壳体上也在对应位置设有伸出孔, 伸出孔内放置有离心簧, 击针头部与主壳体之间由离心小球连接, 离心小球一部分置于击针头部凹槽内, 一部分置于主外壳孔洞入口处, 在离心簧的作用下约束击针的绕轴转动。由离心簧、离心球和击针一起构成了机构的第三道保险。

在跌落过载下, 机构的第一道保险会率先动作, 外惯性环上的伸出销会沿着主壳体上的蛇形槽边转动边向下运动。但由于跌落过程中惯性力的作用时间极短, 外惯性环的转动、蛇形槽壁与伸出销的摩擦和拐角处的碰撞将动能消耗完, 故第二道、第三道保险不会被释放。随后在后坐簧推力作用下, 外惯性环又恢复到初始位置, 第一道保险复位, 保证机构不会被激发, 引信处于安全状态[12]。

在火箭弹发射环境下, 外惯性环上的伸出销沿着主壳体上的蛇形槽运动到位后, 第一道保险释放, 内惯性件也同时在后坐力的作用下向下运动, 与击针分离, 但此时击针在离心球的约束下依旧不会动作, 内惯性件运动到一定位置后, 被向下运动到位即将上升恢复位置的外惯性环锁止。在后坐过载消失后, 火箭弹开始低速旋转, 离心力逐渐建立并达到阈值, 离心球克服离心簧抗力向主外壳伸出孔内运动, 解除对击针的约束, 三道保险全部释放, 击针在扭转簧的扭力作用下绕轴转动起爆针刺火帽, 激活机构被激活。

3. 受力分析

3.1. 外惯性环上的伸出销受力分析

建立图 3 所示运动参考坐标系: OX 轴沿惯性环轴线、以后坐力方向为正, 蛇形槽投影面与图示平面一致; OZ 轴正交于 OX 轴、正向朝左; OY 轴垂直纸面向外。外惯性环伸出销下行过程中同时产生轴向平动和绕 OX 轴的回转运动。

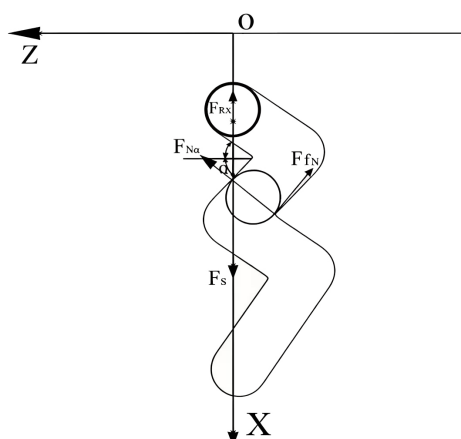


Figure 3. Extension pin force diagram
图 3. 伸出销受力图

伸出销运动方程如下[13] [14]:

$$m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = m_1 a - k(\Delta + x) - F_N (\cos \alpha + f \sin \alpha) \quad (1)$$

$$F_s = m_1 \frac{dv_o}{dt} \quad (2)$$

$$F_{RX} = k(\Delta + x) \quad (3)$$

$$F_{N1} = F_N \cos \alpha \quad (4)$$

$$F_{N2} = F_N \sin \alpha \quad (5)$$

$$F_{f1} = f F_N \sin \alpha \quad (6)$$

$$F_{f2} = f F_N \cos \alpha \quad (7)$$

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = F_N (\sin \alpha + f \cos \alpha) r \quad (8)$$

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{\cot \alpha}{r} \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (9)$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{m_1 a (\sin \alpha - f \cos \alpha) r - k(\Delta + x) (\sin \alpha - f \cos \alpha) r}{m_1 (\sin \alpha - f \cos \alpha) r + \frac{J \cot \alpha}{r}} \quad (10)$$

式中, m_1 是带有伸出销的外惯性环的质量, a 是后坐过载时的加速度, F_s 是外惯性环上的伸出销所受后坐力, F_{RX} 是伸出销受到后坐簧带来的抗力, k 是弹簧的刚度, Δ 是后坐簧的预压缩量, x 是伸出销下降时刻每一瞬间的位移量, F_N 是蛇形槽对伸出销的支持力, α 是蛇形槽的倾角, f 是摩擦系数, φ 是外惯性环在下降过程中的转角, r 是伸出销与蛇形槽接触点到外惯性环轴心的距离。

3.2. 内惯性件受力分析

构建如图 4(a)所示的运动参考坐标系, 将内惯性件的正面投影置于该坐标系下。定义 OX 轴为内惯性件的回转轴, 工作过程中, 内惯性件需克服其与主壳体、击针间的摩擦力, 绕 OX 轴产生回转运动。该坐标系中, OY 轴与 OX 轴正交, OZ 轴垂直于纸面向里。图 4(b)为内惯性件绕 OX 轴向下转动的运动示意图。

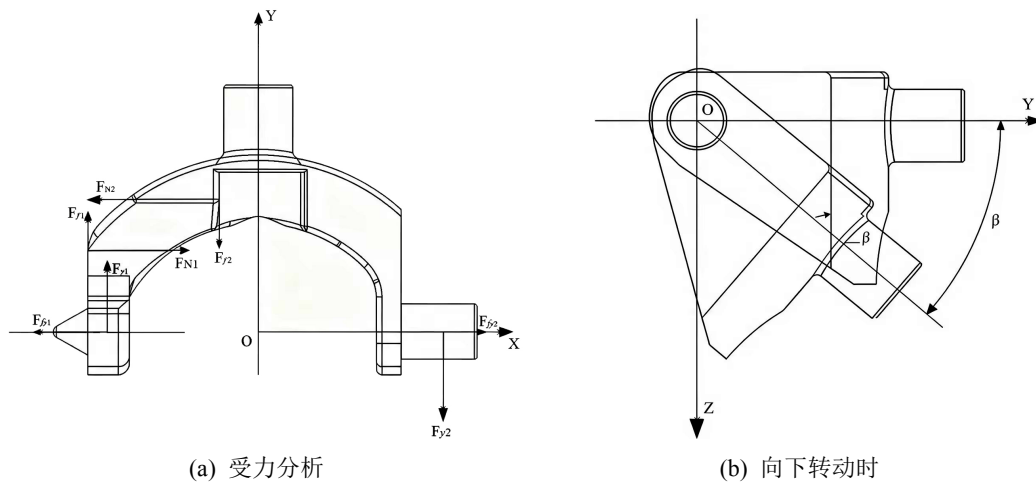


Figure 4. Force and rotation schematic of the internal inertial component
图 4. 内惯性件受力与转动示意图

内惯性件运动方程如下[15]:

$$J \frac{d^2 \beta}{dt^2} = mar - F_{f2}r_1 - F_{f1}r_n - F_{fy1}r_2 - F_{fy2}r_2 \quad (11)$$

$$\frac{d^2 \beta}{dt^2} = \frac{\cos \beta}{r} \frac{d^2 z}{dt^2} \quad (12)$$

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{r(mar - r_1 F_{N2} f \cos \alpha - F_{N1} f r_3 - F_{y1} f r_2 - F_{y2} f r_2)}{J \cos \beta} \quad (13)$$

$$F_{y1} + F_{f1} = F_{y2} + F_{f2} \quad (14)$$

$$F_{N2} + F_{fy1} = F_{N1} + F_{fy2} \quad (15)$$

$$F_{fy1} = F_{fy2} = F_{y1f} = F_{y2f} \quad (16)$$

$$F_{f2} = F_{N2} f \quad (17)$$

$$F_{f1} = F_{N1} f \quad (18)$$

式中, m 为内惯性件的质量, α 为后坐过载加速度, 当内惯性件与击针脱离, 假设此时的转动角度为 β ; r 为回转轴与内惯性件与主壳体接触点的垂直距离; r_1 为回转轴与内惯性件卡槽与击针接触点的垂直距离; r_2 为回转轴与内惯性件质心的垂直距离; r_3 为回转轴与内惯性件与主壳体接触点的垂直距离; z 为内惯性件与主壳体接触点在 OZ 正方向的下降距离。 F_{y1} 为内惯性件左侧凸台受到的支撑力, F_{fy1} 是由 F_{y1} 产生的摩擦力; F_{y2} 为内惯性件右侧凸台受到的支撑力, F_{fy2} 是由 F_{y2} 产生的摩擦力; F_{N1} 为主壳体作用在内惯性件上的支撑力, F_{f1} 是由 F_{N1} 产生的摩擦力; F_{N2} 为击针作用在内惯性件卡槽上的压力, F_{f2} 是由 F_{N2} 产生的摩擦力; f 为摩擦因数。

3.3. 离心球受力分析

构建如图 5(a)所示的运动坐标参考系, 将离心球正面投影于该坐标系下, OX 轴正方向为离心球质心到主壳体旋转中心线方向, OY 轴与 OX 轴正交, OZ 轴垂直纸面方向向里。

离心球静止平衡时受力图如图 5(a)所示。

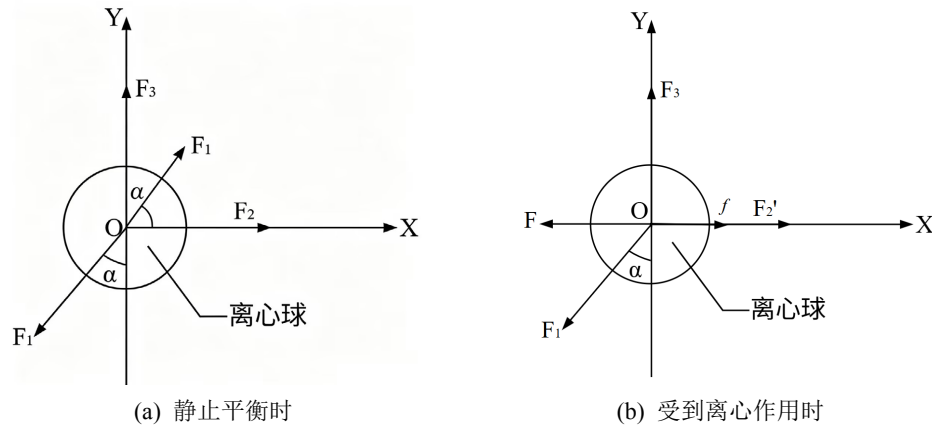


Figure 5. Centrifugal ball force analysis

图 5. 离心球受力分析

离心球静止平衡时受力公式:

$$F_1 \sin \alpha = F_2 \quad (19)$$

$$F_1 \cos \alpha = F_3 \quad (20)$$

$$F_2 = k \lambda_0 \quad (21)$$

式中, F_1 是击针对离心球的推力, F_2 是离心簧对离心球施加的抗力, F_3 是主壳体对离心球的支持力, α 是推力 F_1 与 OY 轴负方向的夹角, k 是离心簧的刚度, λ_0 是离心簧的预压缩量。

离心球受到离心作用时受力图如图 5(b)所示。

离心球受力运动方程[16] [17]:

$$F = m\omega^2(r+x) \quad (22)$$

$$F'_2 = k(\lambda_0 + x) \quad (23)$$

$$f = \mu F_3 = \mu F_1 \cos \alpha \quad (24)$$

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F + F_1 \sin \alpha - f - F'_2 \quad (25)$$

式中, m 为离心球的质量, ω 为机构受到离心作用时的离心角速度, r 为离心球质心到旋转中心轴线的距离, 即离心半径, x 为离心球受到离心作用时的瞬间位移量, F 为离心球受到的离心惯性力, f 为离心球相对主壳体小孔滑动时产生的摩擦力, F'_2 为离心球受到离心作用发生瞬间位移时离心簧的抗力, μ 为摩擦系数。

3.4. 关键参数设计与确定

蛇形槽的几何轮廓直接影响机构的延时特性与能量耗散能力。本文参考檀永杰《引信曲折槽后坐保险机构理论研究》中传统惯性筒曲折槽的典型结构形式, 以跌落工况下机构不解保、发射工况下机构可靠解保为双重优化目标, 通过 ADAMS 仿真对蛇形槽的倾角、转折次数及槽长进行多轮迭代优化。初始模型参考传统曲折槽的倾角范围与单转折结构, 经仿真发现跌落工况下能量耗散不足, 遂调整槽倾角并增加转折次数; 最终确定的蛇形槽轮廓在发射工况下可使外惯性环在 270 ms 运动到位并可靠解保, 在跌落工况下外惯性环最大位移仅 1.69 mm, 无法达到解保位置, 兼顾了发射可靠性与跌落安全性。

内、外惯性件的质量在给定机构径向与轴向尺寸约束下, 由所选不锈钢材料的密度初步确定质量范围, 再通过仿真验证其在发射工况下的解保时刻、锁止可靠性以及跌落工况下的最大位移, 经微调后最终确定。外惯性环质量需保证后坐过载下能克服后坐簧抗力与蛇形槽摩擦阻力运动到位, 内惯性件质量需保证其下降后能与即将复位的外惯性环可靠互锁。外惯性环质量 $m_1 = 2.4$ g, 内惯性件质量 $m = 1.47$ g。

后坐簧与离心簧均采用圆柱螺旋压缩弹簧, 其刚度按下式计算:

$$k = Gd^4 / (8D^3n) \quad (26)$$

式中, k 为弹簧刚度(N/mm), G 为弹簧材料的剪切模量(GPa), d 为弹簧丝直径(mm), D 为弹簧中径(mm), n 为有效圈数。

后坐簧的设计准则为: 跌落过载结束后能推动外惯性环可靠复位, 发射工况下外惯性环可克服其抗力运动到位。根据机构轴向空间约束与后坐力工况, 确定后坐簧参数为: 线径 $d_1 = 0.7$ mm, 中径 $D_1 = 20.3$ mm, 有效圈数 $n_1 = 2$, 材料剪切模量 $G = 79$ GPa, 代入式(26)计算得后坐簧刚度 $k_1 = 0.142$ N/mm。

离心簧的设计准则为: 在额定离心转速(约 382 r/min)下, 离心球产生的离心力可克服离心簧抗力向外侧运动, 解除对击针的约束; 在转速不足(如 200 r/min)时保持约束, 机构不解保。确定离心簧参数为: 线径 $d_2 = 0.2$ mm, 中径 $D_2 = 1.6$ mm, 有效圈数 $n_2 = 4$, 代入式(26)计算得离心簧刚度 $k_2 = 1.4$ N/mm。

4. Adams 仿真分析

首先借助 SolidWorks 三维建模软件建立激活机构的仿真分析模型，并将其保存为 Parasolid(X_T)格式；随后通过 ADAMS/View 模块提供的数据交换接口将模型文件导入 ADAMS 软件，修改各构件的名称与材料属性，添加连接副与驱动副，定义作用力、弹簧、接触及求解参数，最终开展仿真计算[18]。

4.1. 机构解除保险正确性验证

在该型火箭弹发射时，第一阶段是后坐过载作用阶段，第二阶段是离心旋转阶段，已知的第一阶段加速度随时间变化如图 6 所示，0.3 s 时后坐过载加速度达到最大值 50 g，0.3 s 后，后坐过载加速度逐渐减小，在 0.6 s 时后坐过载加速度降为 0 g。

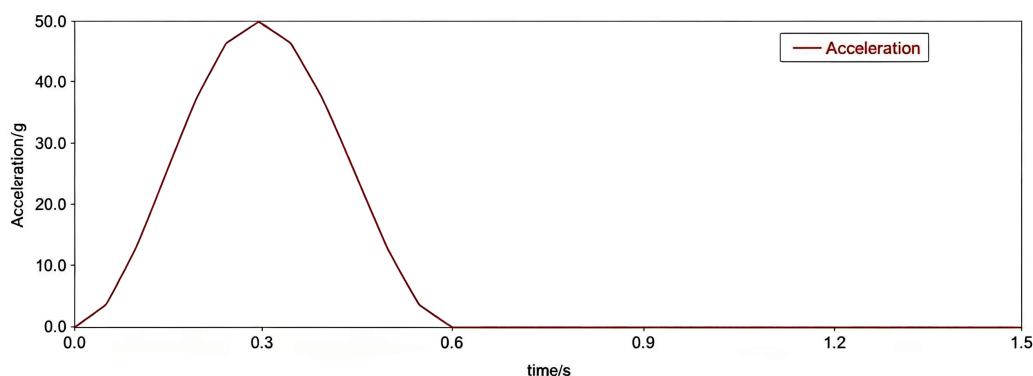


Figure 6. Setback acceleration variation curve under launch overload

图 6. 发射过载下后坐过载加速度变化曲线

在 adams 动力学分析软件中，为了方便观察与模拟真实效果，根据达朗贝尔原理，将整个系统的后坐加速度转化为所有运动零件的反向惯性力[19]，固定引信电源激活机构主外壳基座，在运动零件上添加后坐过载时所受到的惯性力如图 7 所示，SFORCE_1、SFORCE_2 分别对应内惯性件、外惯性环上的惯性力。在 0~600 ms 惯性力作用完成后，火箭弹出膛，开始低速旋转产生离心力作用，这时的旋转转速区间大概在 300 r/min~600 r/min 之间，在 adams 中设置旋转角速度为 40 rad/s，约 382 r/min，将发射过程两阶段的仿真环境设置完成后，对机构进行仿真，仿真结果如图 8，图 9 所示。

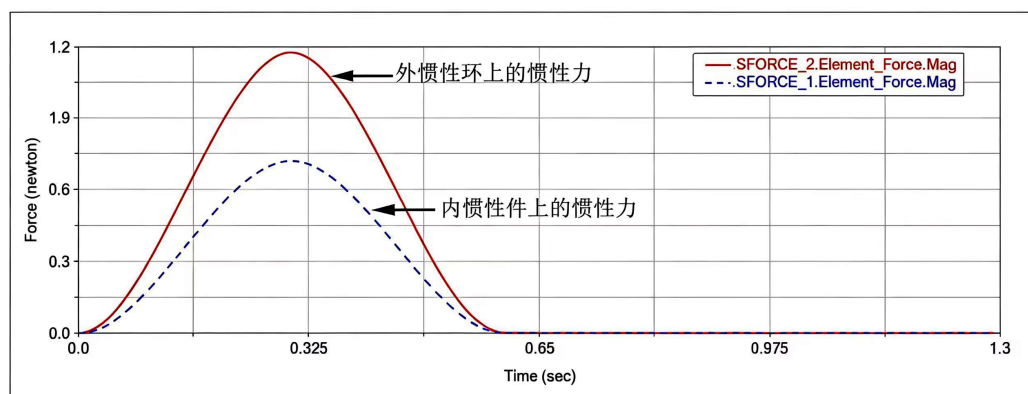


Figure 7. Inertial force variation curve under launch overload

图 7. 发射过载下惯性力变化曲线

由图 8 发射环境仿真曲线可以看出,在后坐过载作用的第一阶段,外惯性环与内惯性件在 170 ms 左右同时开始向下运动,在 270 ms 时外惯性环运动到位,在后坐簧的抗力作用下有向上复位的趋势,但与此同时,向下运动的内惯性件的伸出销部分刚好卡住即将向上复位的外惯性环,外惯性环与内惯性件相互锁止,位移不再发生变化,第一、二道保险得到释放,从图 7 曲线可知,该阶段外惯性环轴向位移 3.55 mm 左右,内惯性件轴向位移 2 mm 左右。600 ms 后,后坐过载消失,离心旋转开始,600 ms~900 ms 旋转角速度逐渐爬升至 40 rad/s,在这个阶段,随着离心力的增大,离心球压缩离心簧有向主壳体伸出孔内运动,进而释放击针的趋势,但整体作用力仍低于离心簧预设解锁阈值,所以从图 8 击针质心速度变化可看出击针速度只在这个阶段有小幅波动,并没得到释放与火帽座产生碰撞。900 ms 后,弹体旋转角速度收敛至稳态值 40 rad/s,径向离心力稳定超过离心簧预紧力阈值,在转速进入稳态后的 170 ms,即系统总时间 1.07 s 时刻,离心球完全克服弹簧约束力完成径向位移,击针约束被释放,击针质心速度急剧增大并与火帽座产生碰撞,最终完成机构的激活。其中,击针质心最大速度为 1600 mm/s,出现在 1070 ms 时刻,击针与火帽座碰撞力峰值为 1.4 N,出现在 1280 ms 时刻。

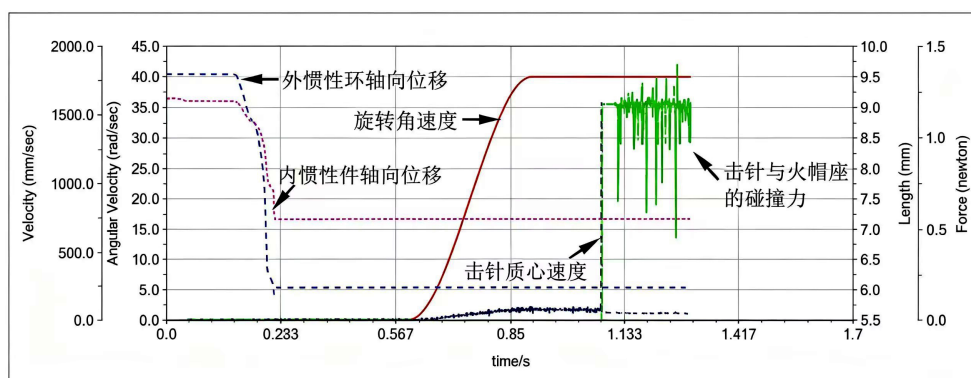


Figure 8. Launch environment simulation curve

图 8. 发射环境仿真曲线

图 9 是发射仿真环境得到的保险机构运动情况,从图 9 可以看出机构在发射环境下能够可靠解除保险,机构的运动规律符合设计预期。

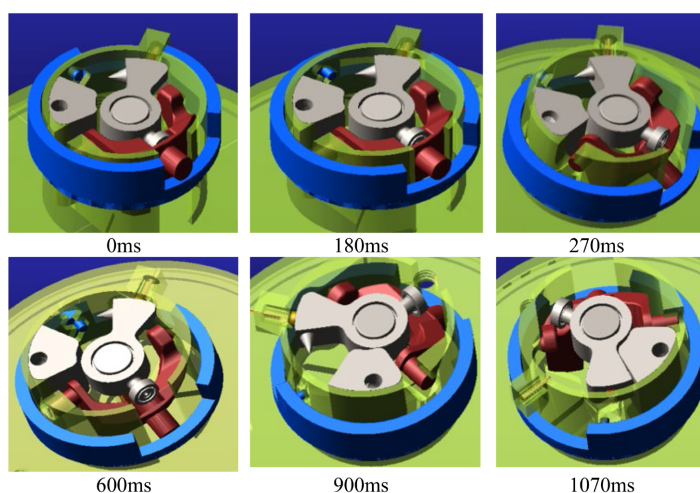


Figure 9. Motion of the mechanism under launch environment

图 9. 机构在发射环境下的运动情况

为了进一步验证激活机构只能在达到设定的离心转速区间时才能解保,因此在保持发射环节的后坐过载作用阶段不变的基础上,改变发射第二阶段离心旋转的旋转角速度,在 adams 中设置旋转角速度为 21 rad/s,约 200 r/min,将发射过程两阶段的仿真环境设置完成后,对机构进行仿真,仿真结果如图 10 所示。

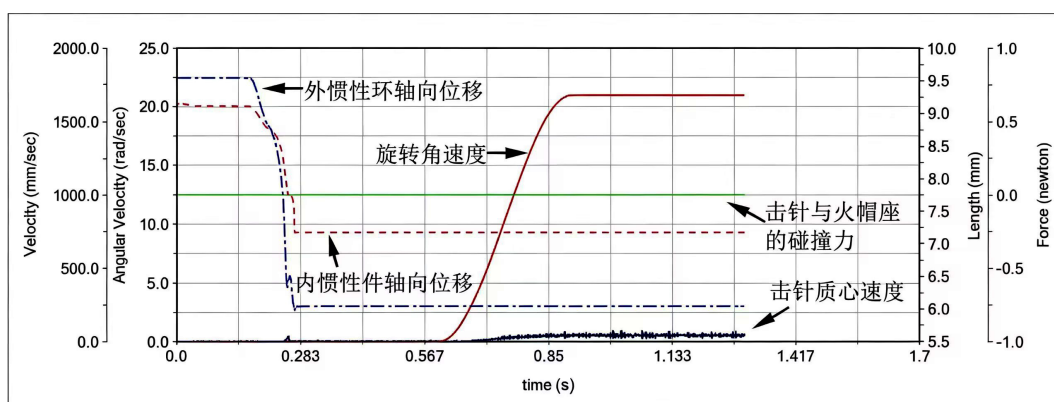


Figure 10. Launch environment simulation curve at 200 r/min

图 10. 200 r/min 下发射环境仿真曲线

从图 10 可以看出,在发射环境下的后坐过载作用阶段,外惯性环与内惯性件都运动到位且正常解保,轴向位移与相互锁止的时间都与图 8 中的对应曲线相同。但在后坐过载消失,离心旋转开始至旋转角速度稳定到 21 rad/s 的第二阶段,击针质心速度只在小幅度范围波动,并没有脱离离心球的约束与火帽座产生碰撞,击针与火帽座间的碰撞力始终为零。图 10 说明即使发射环境下机构的第一二道保险解除,但如果离心转速没有达到实际的旋转转速区间,机构仍不会解除保险,避免了膛炸与威胁阵地人员人身安全的风险。该工况下击针与火帽座间碰撞力始终为零,击针质心速度波动幅度不超过 80 mm/s。

4.2. 机构跌落安全性验证

与发射环境不同,跌落环境下火箭弹引信没有离心旋转阶段,只在后坐过载上与发射环境的后坐过载不同。引信从 1.5 m 跌落到 100 mm 厚的钢板上,过载峰值不会超过 13000 g,过载时间不会超过 400 μ s [20],以峰值 13,000 g,持续时间 0.375 ms 作为跌落时后坐过载加速度曲线如图 11 所示。

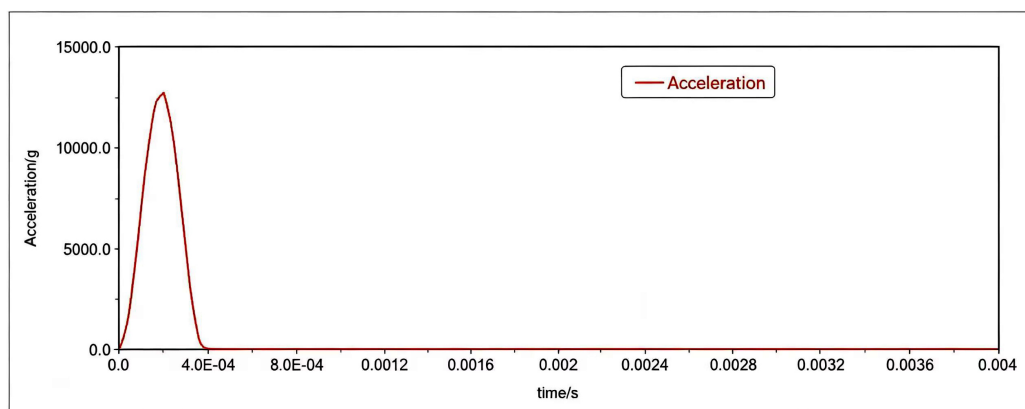


Figure 11. Setback acceleration variation curve under drop overload

图 11. 跌落过载下后坐过载加速度变化曲线

同理,与发射环境下后坐过载的设置相同,根据达朗贝尔原理,将整个系统的后坐加速度转化为所有运动零件的反向惯性力,在运动零件上添加后坐过载时所受到的惯性力如图 12 所示, SFORCE_1、SFORCE_2 分别对应内惯性件、外惯性环上的惯性力。仿真环境设置完成后,对机构进行仿真,仿真结果如图 13, 图 14 所示。

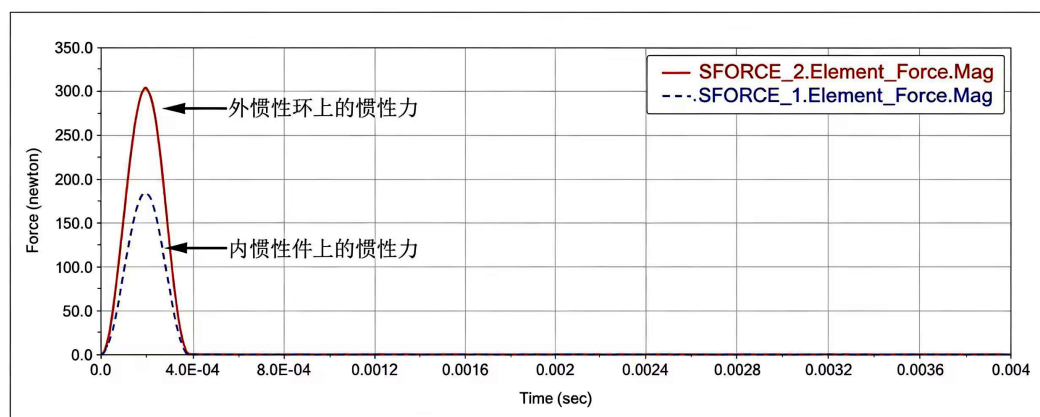


Figure 12. Variation curve of inertial force under drop overload

图 12. 跌落过载下惯性力变化曲线

由图 13 可以看出,内惯性件和外惯性环在跌落过载结束的 0.375 ms 时刻分别向下运动了 0.51 mm 和 1.13 mm 左右,当跌落过载惯性力消失后,惯性部件依靠自身惯性力继续向下运动一段距离后才开始在后坐簧的抗力作用下复位,从图中曲线可看出,在整个过程中,内惯性件轴向位移 0.66 mm 左右,外惯性环轴向位移 1.69 mm 左右,与发射环境下两者的轴向位移对比可知,第一、二道保险均不能得到释放。并且由图中曲线可看出,击针质心速度只在跌落过载过程中受内惯性件的运动而发生轻微波动后很快归零,击针也始终受离心球约束而未能得到释放与火帽座产生碰撞。跌落全过程中击针与火帽座间碰撞力始终为零,击针质心最大速度波动为 250 mm/s,远低于发射工况下的击发速度。

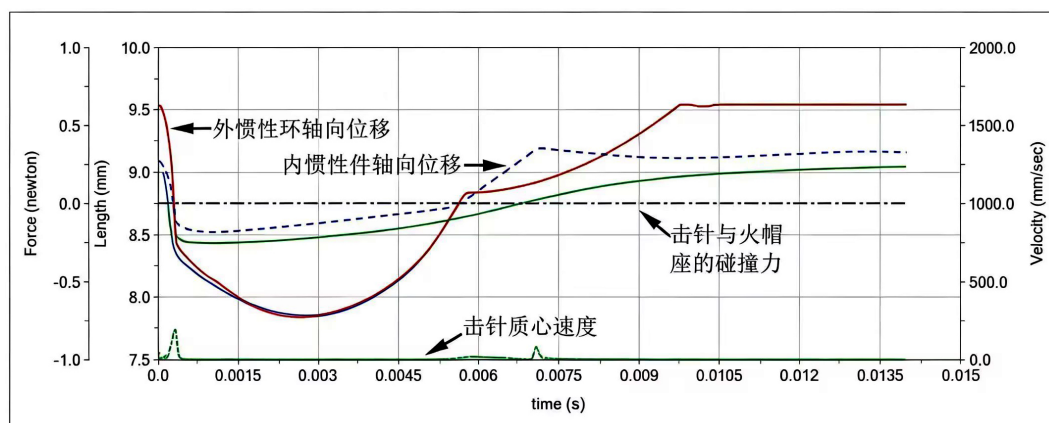


Figure 13. Drop environment simulation curve

图 13. 跌落环境仿真曲线

图 14 是跌落仿真环境得到的保险机构运动情况,仿真表明,该机构在所输入的跌落过载曲线下不会激活。1.5 m 勤务跌落的过载曲线在作用时长和冲击强度上均低于仿真条件,因此该工况下机构使用安全。

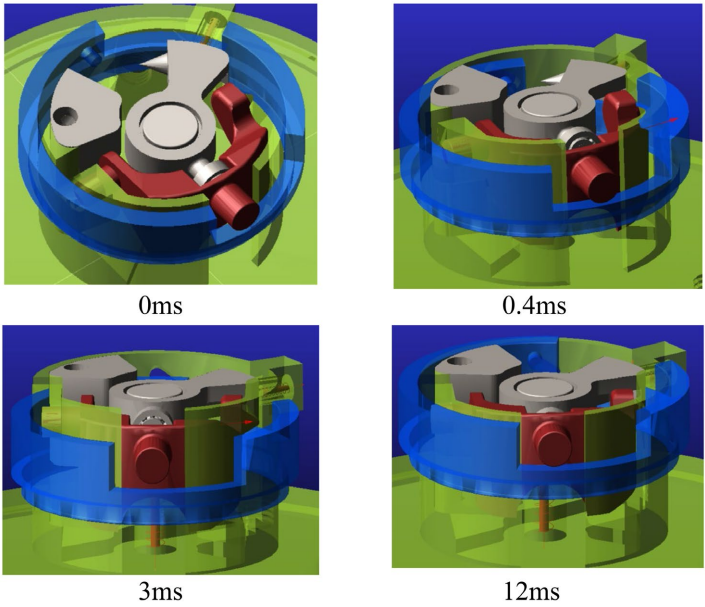


Figure 14. Motion of the mechanism under drop environment
图 14. 机构在跌落环境下的运动情况

4.3. 参数敏感性分析

为评估关键参数波动对机构性能的影响，本文选取零部件金属接触副间摩擦系数开展敏感性分析。摩擦系数是机构制造装配过程中波动最大、最难精确控制的参数，其取值受表面粗糙度、润滑状态、材料配对等多种因素影响，对机构运动可靠性影响最为显著。本文在金属接触副摩擦系数的典型波动范围(0.05~0.30)内选取 4 个特征值，分别在发射工况与跌落工况下进行仿真，观察机构第一、二道保险的释放情况及跌落安全性。

Table 1. Comparison of mechanism performance under different friction coefficients
表 1. 不同摩擦系数下机构性能对比

摩擦系数	发射工况外 惯性环到位 时间(ms)	发射工况内 惯性件到位 时间(ms)	发射工况 第一二道保险 是否释放	跌落工况外 惯性环最大 位移(mm)	跌落工况内 惯性件最大 位移(mm)	跌落工况 是否安全
0.05	258	252	是	1.92	0.78	是
0.10	268	263	是	1.69	0.66	是
0.20	283	278	是	1.45	0.54	是
0.30	298	293	是	1.26	0.43	是

由表 1 可知，在摩擦系数 0.05~0.30 的波动范围内：发射工况下机构第一、二道保险均能可靠释放，外惯性环与内惯性件的到位时间随摩擦系数增大而略有延迟；跌落工况下，摩擦系数减小会使惯性件最大位移略有增大，但均远小于解保所需位移(外惯性环需 3.55 mm、内惯性件需 2 mm)，机构始终保持安全状态。结果表明，该机构对金属副摩擦系数的波动具有较好的鲁棒性。

5. 结论

本文提出了一种化学电源激活机构。该机构针对某型火箭弹上约 50 g 长脉宽低后坐与低离心转速的

发射环境, 构建蛇形槽 - 内惯性件 - 离心球三级顺序保险机构, 通过后坐环境与旋转环境的序列耦合, 实现低过载可靠激活、短脉冲跌落不解保的同时, 有效减少了机构的轴向空间占用, 确保了激活装置的安全性和小型化。仿真结果显示, 该激活机构在后坐过载为 50 g、脉宽为 600 ms 与低离心转速区间的双环境力下可以可靠激活; 在 13,000 g、0.375 ms 的三角形跌落过载曲线下, 惯性力作用时间短, 在内惯性件和外惯性环没有运动到解保位置过载就结束了, 内惯性件和外惯性环在后坐簧推力作用下回复到原来的保险位置。仿真表明该机构可以有效区别跌落环境和发射环境, 安全性高, 且轴向尺寸较小。后续将开展实物试验, 对该机构的安全性与可靠性进行进一步验证。

基金项目

辽宁省教育厅基本科研项目(JYTQN2023059); 辽宁省教育厅面上重点项目(LJKZ0236)。

参考文献

- [1] 姚枫秋. 榴弹膛内运动动力学仿真[D]: [硕士学位论文]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2020.
- [2] 巩博瑞. 王向胜. 轻量化在火炮设计中的应用综述[J]. 火炮发射与控制学报, 2023, 44(1): 94-98, 106.
- [3] 王贵强. 微小型电源激活机构研究[D]: [硕士学位论文]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2021.
- [4] Rastegar, J.S., Murray, R. and Spinelli, T. (2009) Mechanical Delay Mechanisms for Inertial Igniters for Thermal Batteries and the Like. US 7,587,980 B2.
- [5] Rastegar, J.S. (2019) Spin Acceleration Armed Inertia Igniters and Electrical Switches for Munitions and the Like. US 10,337,848 B2.
- [6] 贺文, 冯欣, 闫雷. 迫弹储备电池的小型低过载激活机构[J]. 探测与控制学报, 2021, 43(1): 79-82.
- [7] 王海龙. 引信低过载后坐保险机构技术研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京理工大学, 2018.
- [8] 丁叶腾. 引信螺旋槽后坐保险机构研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京理工大学, 2022.
- [9] 王嘉伟, 王雨时, 王光宇. 国内外引信弹道炸事故及其原因综述[J]. 探测与控制学报, 2026, 48(1): 20-30.
- [10] 王华, 陈久如. 提高蛇形槽式保险机构安全性的方法探讨[J]. 太原机械学院学报, 1991(4): 7-12.
- [11] 贺文, 王莹澈, 李仁杰, 等. 储备电池的曲折槽互锁低过载激活机构[J]. 探测与控制学报, 2013, 35(3): 21-23, 28.
- [12] 程君, 闻泉, 王雨时, 等. 引信曲折槽机构设计参数灵敏度[J]. 探测与控制学报, 2014, 36(4): 9-13.
- [13] 檀永杰. 引信曲折槽后坐保险机构理论研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京理工大学, 2008.
- [14] 张号, 陶泽, 曾鹏飞, 等. 小型低过载激活机构中曲折槽设计与研究[J]. 新技术新工艺, 2023, 421(1): 31-37.
- [15] 曾霖, 张嘉易, 郝永平, 等. 低过载激活机构摆环设计与分析[J]. 机械工程与自动化, 2025, 54(2): 21-23, 27.
- [16] 张合, 李豪杰. 引信机构学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2020.
- [17] 夏信学. 微小型离心式热电池激活机构研究[D]: [硕士学位论文]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2024.
- [18] 郭卫东. 虚拟样机技术与 ADMAS 应用实例教程[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2008.
- [19] Николай, Е.Л. 郭乾荣. 达朗贝尔原理与惯性力[J]. 力学季刊, 1964(4): 116-120.
- [20] 韩学平, 芮筱亭, 洪俊, 杨富锋. 引信惯性部件坠落动力学试验分析及数值仿真[J]. 系统仿真学报, 2008(8): 1990-1993.