一种自适应多级缓冲斜井提升容器设计与优化*

周建[1,2],黄源[1,3],余洪伟[1,3],杨锦涛[1,4],王西涛[1,3],贺添一[1,2],申勇[1,3]

(1.长沙矿山研究院有限责任公司, 湖南 长沙 410012;
2.国家金属采矿工程技术研究中心, 湖南 长沙 410012;
3.战略性稀有金属矿产高效开发国家技术创新中心, 湖南 长沙 410012;
4.金属矿山安全技术国家重点实验室, 湖南 长沙 410012)

摘要:斜井提升容器载重大、运行速度快,跑车制动后将产生巨大冲击力,而现有跑车防护装置主要依赖井筒内的被动安全设施进行拦截,无法自适应冲击能量动态变化并实现能量的有效吸收。为此,提出一种自适应多级缓冲斜井提升容器的设计与优化方法,以实现跑车后机械制动与冲击能量分段吸收。基于该结构建立多级缓冲提升容器-斜坡轨道多体耦合冲击动力学模型,研究多级缓冲对提升容器系统制动冲击力的影响,并基于序列二次规划(SQP)算法对缓冲弹簧刚度进行优化。结果显示:相较于无缓冲结构,多级缓冲结构可降低24.5%的冲击力,显著降低冲击响应,残余振荡更小且曲线更平滑;经SQP算法优化弹簧刚度后,提升容器-斜坡轨道系统的冲击力较无缓冲装置系统和优化前的多级缓冲系统分别降低35.5%和14.7%,提升了冲击能量的吸收效率,改善了系统冲击性且二次冲击力较平稳。研究结果为斜井提升容器抗冲击设计及安全制动策略提供了理论依据。

关键词:斜井提升容器;自适应;多级缓冲;多体耦合动力学;冲击力;弹簧刚度优化

中图分类号:TD44 **文献标识码**:A **文章编号**:1005-2763(2026)08-0237-08

Design and Optimization of an Adaptive Multi-Stage Buffered Inclined Shaft Hoisting Conveyance

Zhou Jian[1,2], *Huang Yuan*[1,3], *Yu Hongwei*[1,3], *Yang Jintao*[1,4], *Wang Xitao*[1,3], *He Tianyi*[1,2], *Shen Yong*[1,3]

(1.Changsha Institute of Mining Research Co., Ltd., Changsha, Hunan 410012, China;
2.National Engineering Research Center for Metal Mining, Changsha, Hunan 410012;
3.National Technological Innovation Center for Efficient Development of Strategic Rare Metal Mineral Resources, Changsha, Hunan 410012;
4.State Key Laboratory of Safety Technology of Metal Mines, Changsha, Hunan 410012)

Abstract: Inclined shaft hoisting conveyances are characterized by heavy payloads and high operating speeds, which generate tremendous impact forces upon braking during a runaway event. However, existing runaway protection devices primarily rely on passive safety facilities within the shaft for interception. They are unable to adapt to the dynamic variations in impact energy, failing to achieve effective energy absorption. To address this issue, a design and optimization method for an adaptive multi-stage buffered inclined shaft hoisting conveyance was proposed, aiming to achieve mechanical braking and the staged absorption of impact energy following a runaway event. Based on this structure, a multi-body coupled impact dynamics model of the multi-stage buffered hoisting conveyance and the inclined track was established. The effect of multi-stage buffering on the braking impact force of the hoisting conveyance system was investigated, and the stiffness of the buffer springs was optimized based on the Sequential Quadratic Programming (SQP) algorithm. The results indicate that, compared with the unbuffered structure, the multi-stage buffered structure reduces the impact force by 24.5%, significantly decreasing the impact response, presenting smaller residual oscillations, and yielding a smoother curve. After the spring stiffness is optimized by the SQP algorithm, the impact force of the hoisting conveyance and inclined track system decreases by 35.5% and 14.7% respectively, compared to the unbuffered system and the pre-optimization multi-stage buffered system. This improves the absorption efficiency of impact energy, enhances the system's impact performance, and results in a more stable secondary impact force. The research findings provide a theoretical basis for the impact-resistant design and safe braking strategies of inclined shaft hoisting conveyances.

* **收稿日期**:2025-08-26
基金项目:金属矿山安全技术国家重点实验室资助项目(2024GZKJ02)
作者简介:周建(1985—),男,重庆人,高级工程师,主要从事矿用机电设备研发及安全性能相关研究。E-mail:7035588@qq.com
通信作者:黄源(1993—),男,湖南衡阳人,硕士,工程师,主要从事机械系统动力学与非线性振动特性研究。E-mail:554945394@qq.com

Key words: Inclined shaft hoisting conveyance, Adaptive, Multi-stage buffering, Multi-body coupled dynamics, Impact force, Spring stiffness optimization

0 引言

在矿山开采与运输系统中,斜井提升容器作为核心设备,承担着物料安全输送任务。然而斜井轨道坡度陡峭运行环境复杂,提升容器运行速度高达 7 m/s,在紧急制动或跑车事故中极易产生巨大冲击力(峰值最高可达静态载荷的 6～8 倍),导致设备结构损坏(如结构变形、轨道磨损),严重时会引发容器倾翻、失控撞击井壁、轨道或其他设备,并可能对附近作业人员造成伤亡。据统计,矿山运输事故中,制动冲击导致的故障占比高达 30%以上,如 2023 年 12 月黑龙江鸡西坤源煤矿事故,其直接原因是提升容器在斜井发生跑车失控加速冲向井口,造成 12 人死亡、13 人受伤;2017 年涟源市某矿发生斜井跑车事故,进而引发煤尘爆炸,导致 10 人死亡。这些事故凸显出斜井提升系统在跑车制动及制动缓冲设计方面存在一定短板。

学者们针对提升容器制动失效与制动缓冲设计问题进行了大量研究。秦冲[1]解析了斜井跑车的原因及造成的危害,将市场上存在的防跑车装置进行对比,提出防止斜井跑车的相关措施。凌敏等[2]阐述了 FCX 型常闭式斜巷防跑车装置的系统结构和工作原理,介绍了 FCX 型斜井防跑车装置的应用情况。姚炯等[3]提出了一种全新无辅助动力斜井防跑车装置,解决了防跑车装置门栏闭合问题,并在某铜矿主斜井提升系统中得到应用。孙德标等[4]设计了一种新型防跑车挡车栏,通过理论计算和数值模拟,从应力分析的角度调整和完善设计薄弱点。周建等[5]介绍了形轨卡轨车组成及制动原理,描述了其制动性能测试方法。冯海涛等[6]对斜巷跑车事故模拟试验台的试验过程进行研究,并对事故模拟试验台悬承装置进行改进与优化。吴兆宏等[7]针对斜井箕斗容易发生跑车的现象,研制出自带防跑车保护装置的新型斜井箕斗,并对制动和插爪下落过程进行分析。陈天亮[8]基于铜矿产业中斜井跑车事故,设计出基于自锁原理的新型斜井自制动矿车。孟庆华等[9]针对斜井人车瞬时制动冲击力较大,且会出现跑车、掉道等现象,设计了一种楔式制动斜井人车。张苏[10]研究了煤矿斜井跑车事故的不安全动作原因,表明发生跑车事故主要原因是未处理跑车防护装置失效的隐患与违章操作。金雪琪[11]基于 ADAMS 和 AMESim 建立矿山斜巷运输跑车主动抓捕系统,对跑车控制、断绳保护等方面进行研究。

在制动缓冲方面,杨晓辉[12]设计了高能碰撞柔性缓冲器,解决了常规缓冲器缓冲距离过长、车辆掉道等问题;宋国栋[13-14]建立失控矿车碰撞的数学模型,分析矿车失控时的受力状态。部分学者以力学建模、动力学分析及有限元分析为铺垫,对煤矿斜井跑车高能碰撞柔性缓冲器进行设计。郭鑫等[15]对矿山斜井跑车防护装置挡车网及缓冲器进行试验研究,得到最大挡车距离的计算方法。吕斌等[16]提出初始扭矩可调的摩擦盘式吸能器结构,给出冲击能量和吸能器制动力矩计算过程,并对吸能器结构进行整机有限元分析,计算吸能器关键零部件的应力和应变状态。

上述研究揭示了斜井发生跑车事故的原因,提出了多种斜井提升容器防跑车与缓冲装置的创新结构。然而,现有方案主要是依赖安装在井筒内的被动安全装置来拦截,如挡车栏、抓捕器、单级缓冲器等,这些装置无法自适应冲击能量的动态变化,无法有效降低和吸收冲击能,易使系统发生多次冲击振荡。

本文设计一种带有机械制动与自适应多级缓冲装置相结合的斜井提升容器,介绍了其整体结构、机械制动、自适应多级缓冲工作原理,推导了多级缓冲提升容器-斜坡轨道多体耦合的冲击动力学方程。在此基础上,建立多级缓冲提升容器-斜坡轨道系统的虚拟样机模型,研究多级缓冲与缓冲弹簧刚度对提升容器系统制动冲击力的影响,提出多级缓冲弹簧刚度的优化算法,为提升容器的制动设计、研发自适应冲击能量动态变化与吸收的多级缓冲装置以及完善安全制动策略提供理论支撑。

1 自适应多级缓冲斜井提升容器结构设计

1.1 斜井提升容器结构总体布置

配备多级缓冲弹簧装置及机械制动的斜井提升容器结构主要由车箱、底盘总成、插爪制动装置、多级缓冲弹簧装置、连接螺栓和车轮等 6 个关键部分构成,具体结构如图 1 所示。

车箱是该提升容器用于承载货物的主体部分,为货物运输提供空间。底盘总成与车箱通过螺栓连接,并带有一定预紧力,但底盘与车箱能发生相对位移,底盘的底端设置左右两对钢轮支撑部件沿着轨道运行,制动插爪通过双铰接方式分别与底盘以及连杆机

构连接,提高制动可靠性。当提升容器需要制动时,制动插爪受力快速落下插到斜井铺设的枕木中,从而实现机械制动。缓冲装置由多级缓冲弹簧和缓冲弹簧连杆组成,当提升容器在斜井发生制动冲击时,车箱与底盘发生一定相对位移,缓冲弹簧装置在该相对位移作用下发生弹性变形,以实现冲击能的缓冲与吸收,有效减轻冲击能对提升容器结构和货物的影响。

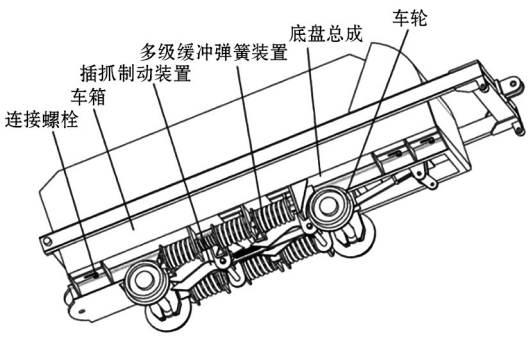
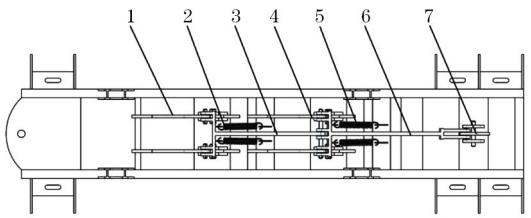


图 1 斜井提升容器总体结构

Fig.1 Overall structure of the inclined shaft hoisting conveyance

1.2 斜井提升容器机械制动装置设计

斜井提升容器机械制动装置结构如图 2 所示,当牵引绳与连杆发生脱钩后,制动插爪连杆失去约束,前后制动弹簧依靠自身弹力收缩,拉动前后制动插爪连杆,同时带动前后制动插爪下落,前后制动插爪插到斜井轨道铺设的枕木中,实现提升容器跑车后能自动制动的功能。



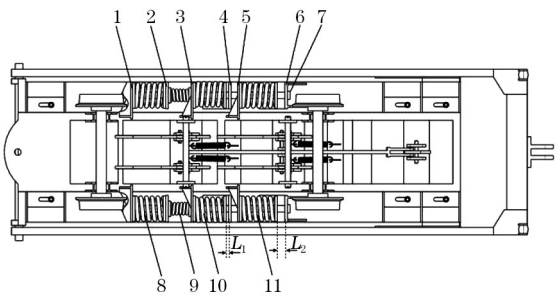
1—前制动插爪 2—前制动弹簧 3—前制动插爪连杆
4—后制动插爪 5—后制动弹簧 6—后制动插爪连杆 7—连杆

图 2 斜井提升容器机械制动装置结构

Fig.2 Structure of mechanical braking device for inclined shaft hoisting conveyance

1.3 斜井提升容器自适应多级缓冲装置设计

斜井提升容器多级缓冲装置如图 3 所示,一级缓冲左挡板与底盘固定连接,一级缓冲右挡板与车箱固定连接,一级缓冲弹簧与一级缓冲左右挡板连接固定,一级小缓冲弹簧与一级缓冲右挡板及二级缓冲左挡板连接固定,构成一级缓冲;二级缓冲左挡板与底盘固定连接,二级缓冲弹簧左端与二级缓冲左挡板连接固定,二级缓冲弹簧右端与二级缓冲滑板(底盘上设有凹槽,二级缓冲滑板安装在凹槽内)连接固定,形成二级缓冲;三级缓冲弹簧左端与三级缓冲左挡板连接固定,三级缓冲弹簧右端与三级缓冲滑板(三级缓冲滑板安装在底盘凹槽内)连接固定,构成三级缓冲。二级缓冲右挡板与二级缓冲弹簧存在一定安装距离 L_1,三级缓冲右挡板与三级缓冲弹簧存在一定安装距离 L_2。斜井提升容器发生制动撞击时,底盘与被撞枕木接触,产生的撞击力使车箱相对底盘向左滑动,同时车箱带动一级缓冲右挡板、二级缓冲右挡板以及三级缓冲右挡板向左移动,当撞击力较小时,车箱相对底盘向左滑动量$\leqslant L_1$,则只有一级缓冲右挡板对一级缓冲弹簧进行压缩和一级小缓冲弹簧进行拉伸,起到一级缓冲作用;当车箱相对底盘向左滑动量$>L_1$ 且$\leqslant L_2$ 时,一级缓冲参与的同时,二级缓冲右挡板对二级缓冲弹簧进行压缩,起到二级缓冲作用;当车箱相对底盘向左滑动量$>L_2$ 时,一级缓冲与二级缓冲参与的同时,三级缓冲右挡板对三级缓冲弹簧进行压缩,起到三级缓冲作用。根据缓冲距离与分级缓冲,实现冲击能量动态变化的自适应。



1—一级缓冲左挡板 2—一级缓冲右挡板 3—二级缓冲左挡板
4—二级缓冲右挡板 5—三级缓冲左挡板 6—三级缓冲右挡板
7—弹簧杆 8—一级缓冲弹簧 9—一级小缓冲弹簧
10—二级缓冲弹簧 11—三级缓冲弹簧

图 3 斜井提升容器多级缓冲装置结构

Fig.3 Structure of multi-stage buffered device for inclined shaft hoisting conveyance

2 多级缓冲提升容器系统多体耦合冲击动力学模型与计算分析

矿用提升容器在轨道上发生跑车时会产生冲击力,冲击力大小主要由轨道斜坡角度、提升容器运行速度、自身质量及载重的影响。当冲击力较大时,多级缓冲装置能够根据冲击力的大小进行分级缓冲,最大程度地减小冲击力对提升容器和轨道等设备的损害,保障设备的安全运行和人员的生命安全。图 4 为提升容器在发生跑车后冲击轨道枕木的示意图。

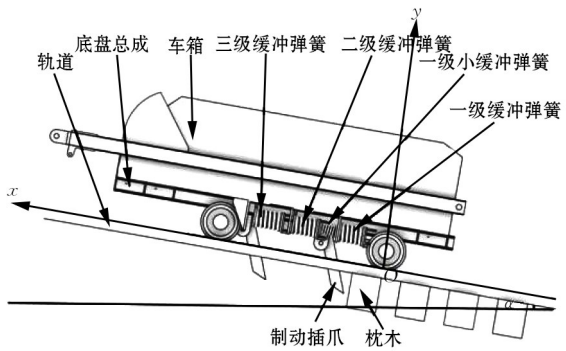


图 4 提升容器-斜坡轨道冲击示意

Fig.4 Schematic of the impact between the hoisting conveyance and the inclined track

$$F_s(\delta)=\begin{cases}k_{1b}\delta+k_{1s}\delta & 0\leqslant\delta\leqslant L_1\\ k_{1b}\delta+k_{1s}\delta+k_{2b}(\delta-L_1) & L_1<\delta\leqslant L_2\\ k_{1b}\delta+k_{1s}\delta+k_{2b}(\delta-L_1)+k_{3b}(\delta-L_2) & \delta>L_2\end{cases}\tag{1}$$

式中:ζ 为底盘位移;η 为车箱位移;δ 为车箱相对于底盘的滑动量,$\delta=\eta-\zeta$。当 $0\leqslant\delta\leqslant L_1$ 时系统为一级缓冲;当 $L_1\leqslant\delta\leqslant L_2$ 时系统为二级缓冲;当 $\delta>L_2$ 时系统为三级缓冲。

提升容器沿轨道向下的重力分量 F_g 的计算公式为:

$$F_g=-(m_1+m_2)g\sin\alpha\tag{2}$$

提升容器车箱与底盘的摩擦力 F_f 的计算公式为:

$$F_f=\mu(m_1g+F_0)\sin\alpha\tag{3}$$

式中:F_0 为底盘与车箱螺栓连接的预紧力;μ 为摩擦因数。

提升容器跑车制动后的冲击力 F_{impact} 的计算公式为:

$$F_{impact}=\frac{m_1v_0}{\Delta t}\cdot e^{-\beta t}\tag{4}$$

式中:Δt 为冲击时间;$e^{-\beta t}$ 为撞击阻尼系数衰减因子。

根据上述受力分析,底盘运动方程为:

$$m_2\ddot{\zeta}=F_s(\delta)+F_f-m_2g\sin\alpha-F_{impact}\tag{5}$$

车箱运动方程为:

$$m_1\ddot{\eta}=F_s-F_f-m_1g\sin\alpha\tag{6}$$

则车箱相对底盘的运动方程为:

$$\ddot{\delta}=\ddot{\eta}-\ddot{\zeta}=-\left(\frac{1}{m_1}+\frac{1}{m_2}\right)(F_s(\delta)+F_f)-\frac{F_{impact}}{m_2}\tag{7}$$

由上述理论分析推导可知,建立具有三级非线性缓冲特性的系统动力学模型,通过受力分析推导得到了车箱与底盘相对运动的微分方程。该模型可用于分析冲击载荷下的振动响应,并为提升容器安全设计与缓冲参数优化提供理论工具。

2.1 动力学建模与理论分析

建立轨道坐标系,x 轴沿轨道方向,y 轴垂直轨道向上,前轮与轨道接触点为原点 O,其中轨道与地面夹角为 α,车箱质量为 m_1,底盘质量为 m_2,重心高 h(垂直轨道面),重心距前轮 L(沿轨道方向),一级缓冲弹簧刚度为 k_{1b},小弹簧刚度为 k_{1s},二级缓冲弹簧刚度为 k_{2b},三级缓冲弹簧刚度为 k_{3b},一级缓冲位移阈值为 L_1,二级缓冲位移阈值为 L_2,冲击初速度为 v_0。根据提升容器-轨道冲击系统的运动与受力分析可知,系统主要受到重力、多级缓冲弹簧力、冲击力、轨道法向反力的作用。

多级缓冲弹簧力 $F_s(\delta)$ 为非线性分段函数:

2.2 多级缓冲提升容器系统虚拟样机冲击模型建立与计算分析

根据图 3 所示结构,将其模型导入到虚拟样机多体动力学软件中,对其添加固定副、转动副、移动副等约束条件,提升容器的车箱、底盘总成,多级缓冲提升容器-斜坡道轨道系统虚拟样机模型如图 5 所示。前后车轮等采用结构钢,枕木的密度为 438 kg/m^3,弹性模量取 10 GPa,泊松比为 0.33,同时设置缓冲弹簧的刚度与阻尼等参数,其中弹簧的刚度系数为 15 000 N/mm,一级小弹簧刚度系数为 800 N/mm,阻尼系数为 1 (N·s)/mm。

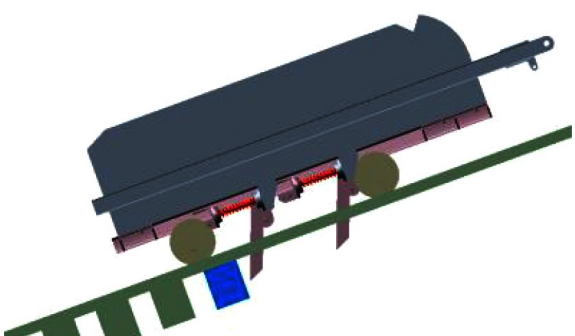


图 5 多级缓冲提升容器-斜坡轨道系统虚拟样机模型

Fig.5 Virtual prototype model of multi-stage buffered hoisting conveyance-inclined track system

提升容器在斜坡轨道上发生跑车时产生较大的

制动冲击能,对比分析无缓冲、单级缓冲及多级缓冲装置对制动冲击的抑制效果。无缓冲系统的能量完全通过刚性传递,易导致结构塑性变形;单级缓冲能量吸收受限于线性刚度,小冲击下过刚、大冲击下易触底;多级缓冲提升容器是利用车箱与底盘的相对位移,将冲击能量转化为热能、弹性势能等其他形式能量,有效降低冲击力峰值,且冲击能量被多个阶段逐步吸收,延长冲击力释放的时间,避免瞬间冲击,并高效利用缓冲行程来适应冲击能量的动态变化,从而防止提升容器在斜坡上发生倾翻对矿井造成破坏与经济损失。

在提升容器-斜坡轨道系统虚拟样机冲击模型中,分别设置无缓冲、单级缓冲及多级缓冲结构,在轨道相对于地面的角度为 10°、插爪与枕木碰撞接触的速度为 5 m/s、提升容器载重 5 000 kg 的工况下进行分析计算,其结果如图 6 所示。

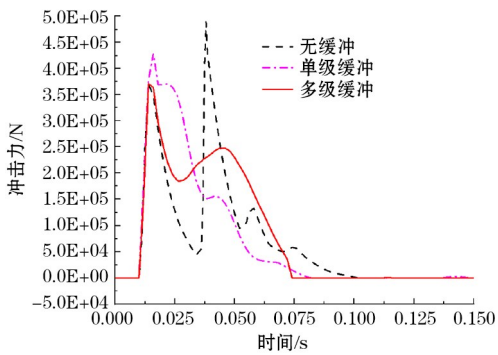


图 6 不同缓冲结构下系统冲击力对比

Fig.6 Comparison of system impact forces under different buffered structures

从图 6 可以看出,无缓冲结构的提升容器所受冲击力最大。且存在二次冲击,多级缓冲结构的提升容器所受冲击力最小。不同缓冲结构下的最大冲击力对比见表 1。相较于无缓冲结构的最大制动冲击力,单级缓冲结构可降低 12.7%的最大制动冲击力,多级缓冲结构能降低 24.5%的最大制动冲击力。无缓冲结构冲击力曲线振荡剧烈、单级缓冲结构的冲击力曲线残余振荡明显,而多级缓冲结构的冲击力曲线的残余振荡较小且相对平滑。多级缓冲结构能抑制制动冲击的原因在于通过分级刚度设计来削减初始力,避免冲击力骤升;延长冲击时长,降低瞬时峰值力。多段缓冲弹簧可高效吸收动能,抑制能量回弹,从而实现冲击能量的分段耗散与冲击峰值力的动态抑制。

表 1 不同缓冲结构下的最大冲击力对比

Table 1 Comparison of maximum impact forces under different buffered structures

缓冲结构	冲击力/kN	冲击力下降幅度/%
无缓冲	490	—
单级缓冲	428	12.7
多级缓冲	370	24.5

3 提升容器系统多级缓冲弹簧刚度优化与算法设计

提升容器制动产生较大冲击能是一个动态过程,多级缓冲弹簧刚度、缓冲级数等参数之间耦合性强,优化变得复杂。为降低多级弹簧缓冲系统在冲击载荷下的峰值力,基于序列二次规划(SQP)的刚度参数寻优算法,以冲击力峰值为目标函数,结合梯度优化技术,自动搜索各级弹簧的最优刚度组合,确保系统获得最佳的冲击力衰减效果。

3.1 问题建模

冲击力峰值是衡量缓冲系统性能的关键指标,而弹簧刚度大小则根据系统所受到的最大冲击力来合理选择,确保在不同冲击力下都能有效进行缓冲,保证各级缓冲部件能充分发挥作用且避免因行程不足而导致缓冲失效。多级缓冲系统中各级弹簧的刚度为决策变量,为保证弹簧的物理可行性和设计要求,通过这些决策变量和约束条件,可将目标函数、约束条件、系统动力学模型、优化算法及收敛准则等进行数学表达。在冲击速度与轨道斜坡角度不变的条件下,目标函数为:

$$\min F_{\max}(\boldsymbol{K}) \tag{8}$$

式中:$F_{\max}$ 为冲击力峰值;$\boldsymbol{K}$ 为各级弹簧刚度向量,$\boldsymbol{K}=[k_1,k_2,\cdots,k_n]^{\mathrm{T}}$,$n$ 为弹簧级数。

物理约束主要有刚度递增约束、能量吸收约束、刚度非负约束。其中刚度递增约束为 $k_1 \leqslant k_2 \leqslant \cdots \leqslant k_n$(保证逐级触发),能量吸收约束为 $\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2}k_i\delta_i^2 \geqslant E_{\min}$($\delta_i$ 为第 i 级设计行程),刚度非负约束为 $k_i>0(i=1,2,\cdots,n)$。

系统动力学模型中,冲击过程采用质量-弹簧模型描述:

$$\begin{cases} m\ddot{\delta}+c\dot{\delta}+F_s(\delta)=0 \\ \delta(0)=0,\dot{\delta}(0)=v_0 \end{cases} \tag{9}$$

式中,$F_s(\delta)$ 为非线性弹簧力,其值取决于位移区间:

$$F_s(\delta)=\begin{cases}k_1\delta & 0\leqslant\delta<L_1\\ k_1L_1+k_2(x-L_1) & L_1\leqslant\delta<L_2\\ \vdots & \\ \sum_{i=1}^{n-1}k_i(L_i-L_{i-1})+k_n(\delta-L_{n-1}) & \delta\geqslant L_{n-1}\end{cases}\tag{10}$$

3.2 优化算法

序列二次规划(SQP)是一种求解非线性约束优化问题的强大迭代算法,尤其擅长处理包含非线性目标函数和非线性约束问题。它被广泛认为是解决中小规模、光滑非线性优化问题的最有效方法之一。SQP 核心策略是将一个复杂非线性约束优化问题转化为一系列更容易求解的二次规划(QP)子问题。通过迭代求解二次规划子问题,逐步逼近原问题最优解。

SQP 通过逐步求解二次子问题逼近非线性优化解,其中迭代更新公式包括 Lagrange 函数、Hessian 矩阵更新(BFGS 方法)、二次规划子问题、步长更新及收敛性分析。

Lagrange 函数:

$$L(\boldsymbol{K},\boldsymbol{\lambda})=F_{\max}(\boldsymbol{K})+\boldsymbol{\lambda}^{\mathrm{T}}g(\boldsymbol{K})\tag{11}$$

式中:$\boldsymbol{\lambda}$ 为拉格朗日乘子向量;$g(\boldsymbol{K})\leqslant 0$ 为约束函数向量。

Hessian 矩阵更新(BFGS 方法):

$$\boldsymbol{H}_{k+1}=\boldsymbol{H}_k+\frac{\boldsymbol{y}_k\boldsymbol{y}_k^{\mathrm{T}}}{\boldsymbol{y}_k^{\mathrm{T}}\boldsymbol{s}_k}-\frac{\boldsymbol{H}_k\boldsymbol{s}_k\boldsymbol{s}_k^{\mathrm{T}}\boldsymbol{H}_k}{\boldsymbol{s}_k^{\mathrm{T}}\boldsymbol{H}_k\boldsymbol{s}_k}\tag{12}$$

式中:$\boldsymbol{s}_k$ 为迭代步长向量,$\boldsymbol{s}_k=\boldsymbol{K}_{k+1}-\boldsymbol{K}_k$;$\boldsymbol{y}_k$ 为拉格朗日函数梯度差值向量,$\boldsymbol{y}_k=\nabla L(\boldsymbol{K}_{k+1})-\nabla L(\boldsymbol{K}_k)$;$\boldsymbol{H}_k$ 为 Hessian 矩阵;$\boldsymbol{H}_{k+1}$为下一轮迭代使用的 Hessian 矩阵。

二次规划子问题:

$$\min_{\boldsymbol{d}}\frac{1}{2}\boldsymbol{d}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{H}_k\boldsymbol{d}+\nabla F_{\max}(\boldsymbol{K}_k)^{\mathrm{T}}\boldsymbol{d}\tag{13}$$

$$\text{s.t.}\quad g(\boldsymbol{K}_k)+\nabla g(\boldsymbol{K}_k)^{\mathrm{T}}\boldsymbol{d}\leqslant 0\tag{14}$$

$$\boldsymbol{K}_{\mathrm{L}}\leqslant\boldsymbol{K}_k+d\leqslant\boldsymbol{K}_{\mathrm{U}}\tag{15}$$

式中:解 $\boldsymbol{d}_k$ 即为搜索方向;$\boldsymbol{K}_{\mathrm{L}}$ 为设计变量下限;$\boldsymbol{K}_{\mathrm{U}}$ 为设计变量上限。

步长更新:

$$\boldsymbol{K}_{k+1}=\boldsymbol{K}_k+\boldsymbol{\alpha}_k\boldsymbol{d}_k\tag{16}$$

式中,$\boldsymbol{\alpha}_k$ 为步长。

收敛性分析:

$$\|\boldsymbol{d}_k\|<\boldsymbol{\varepsilon}_1\ \text{或}\left|\frac{\boldsymbol{F}_{\max}^{(k)}-\boldsymbol{F}_{\max}^{(k-1)}}{\boldsymbol{F}_{\max}^{(k)}}\right|<\boldsymbol{\varepsilon}_2\tag{17}$$

式中:$\boldsymbol{\varepsilon}_1$ 为变量收敛精度阈值;$\boldsymbol{\varepsilon}_2$ 为目标函数收敛精度阈值。

当满足 $\nabla\boldsymbol{L}(\boldsymbol{K}^*)=0$ 时,获得局部最优解。

根据上述优化目标函数与算法迭代过程,缓冲弹簧刚度优化流程如图 7 所示,*iter* 为迭代次数。

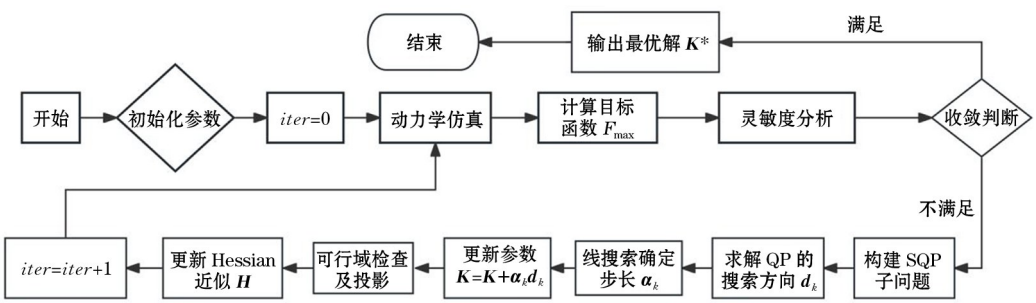


图 7 缓冲弹簧刚度优化流程

Fig.7 Optimization flowchart for buffer spring stiffness

3.3 缓冲弹簧刚度优化结果与系统冲击力对比

在基本工况不变的前提下,利用序列二次规划(SQP)算法并结合步长更新策略对缓冲弹簧刚度进行优化,不断迭代弹簧刚度取值,当满足收敛条件时,迭代过程停止,此时弹簧刚度值为优化结果。将优化结果与原弹簧刚度进行对比,对比结果见表 2。将优化后的缓冲弹簧刚度应用到系统中,与未优化时系统冲击力进行对比,其结果如图 8 所示。

表 2 多级缓冲弹簧刚度优化结果对比

Table 2 Comparison of optimization results for multi-stage buffer spring stiffness

工况	一级缓冲弹簧刚度/(N/mm)	一级小缓冲弹簧刚度/(N/mm)	二级缓冲弹簧刚度/(N/mm)	三级缓冲弹簧刚度/(N/mm)
优化前	15 000	800	15 000	15 000
优化后	9 521	586	18 204	20 531
刚度变化率/%	−36.5	−26.8	+21.4	+36.9

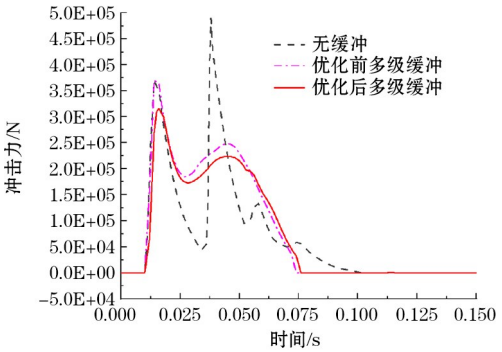


图 8 缓冲弹簧优化前后系统冲击力对比

Fig.8 Comparison of system impact forces before and after buffer spring optimization

从图 8 可发现,优化后的多级缓冲装置提升容器-斜坡轨道系统冲击力有明显降低,对比无缓冲装置,优化后系统最大冲击力下降约 35.5%;相较于优化前的多级缓冲系统,优化后系统最大冲击力降低约 14.7%,且弹簧刚度优化后系统二次冲击力较平稳。这表明通过 SQP 算法对缓冲弹簧刚度进行优化是有效的,能够改善系统冲击性能,且优化后系统在应对复杂工况时能展现出较强的适应性。当遭遇突发情况或特殊工况时,系统凭借优化后的缓冲性能,能更好地应对冲击,保持提升容器稳定运行,从而降低事故发生概率,提升整个斜井提升系统的可靠性和安全性。

4 结论

(1) 本文设计了一种自适应多级缓冲斜井提升容器,能实现跑车后机械制动与冲击能量分段耗散。建立了多级缓冲提升容器-斜坡轨道多体耦合冲击动力学模型,推导出车箱与底盘相对运动的微分方程。通过虚拟样机冲击模型研究多级缓冲对提升容器系统制动冲击力的影响,表明多级缓冲结构对制动冲击有抑制作用,利用序列二次规划(SQP)算法对缓冲弹簧刚度进行优化,能进一步降低制动冲击力,为斜井提升容器的结构设计与优化提供理论依据。

(2) 自适应多级缓冲装置通过分级触发机制,有效降低冲击力峰值并延长冲击时间。在相同工况下,相较于无缓冲结构的制动冲击力,单级缓冲结构可降低 12.7%的制动冲击力,多级缓冲结构能降低 24.5%的制动冲击力,显著降低冲击响应,残余振荡更小且曲线更平滑,避免设备刚性碰撞和倾翻风险。SQP 算法能有效优化缓冲弹簧刚度,最大冲击力较无缓冲装置系统和优化前的缓冲系统分别降低 35.5%和 14.7%,提升了冲击能量吸收效率,改善了系统冲击性,且二次冲击力较平稳。

(3) 提升容器-斜坡轨道系统结构复杂,实际运行中易受缓冲弹簧疲劳老化、腐蚀蠕变,以及材料在高应变率下的黏塑性行为等因素影响。未来可利用监测传感器、物联网技术等,实时采集弹簧应力、缓冲位移、冲击加速度等数据,并对缓冲器状态进行在线评估;同时针对不同矿井坡度、提升速度、载重等工况,采用多体动力学模型与 SQP 优化算法对其进行参数优化与定制化设计。

参考文献(References):

[1] 秦冲.斜井串车运输跑车原因分析及防跑车装置研究[J].轻工科技,2018,34(7):57-58+60.
Qin Chong. Analysis of causes for runaway mine cars in inclined shaft hoisting systems and research on anti-runaway devices[J].Light Industry Science and Technology,2018,34(7):57-58+60.

[2] 凌敏,朱超,许正辉.FCX 型常闭式斜井跑车防护装置研究与运用[J].云南冶金,2020,49(1):6-9.
Ling Min, Zhu Chao, Xu Zhenghui. Research and application on FCX anti-running protective devices for normally closed type inclined shaft[J].Yunnan Metallurgy,2020,49(1):6-9.

[3] 姚炯,李典雨.斜井防跑车装置的研发与应用[J].采矿技术,2023,23(4):111-114.
Yao Jiong, Li Dianyu. Development and application of anti-runaway systems for mine inclined shafts [J]. Mining Technology,2023,23(4):111-114.

[4] 孙德标,郑毅,杨爱兰,等.煤矿井下新型防跑车挡车栏的设计[J].煤矿安全,2020,51(9):140-143.
Sun Debiao, Zheng Yi, Yang Ailan, et al. Design of a new anti-car-running barrier in underground coal mine[J].Safety in Coal Mines,2020,51(9):140-143.

[5] 周建,贺雪琼.矿用斜井异形轨卡轨车制动性能测试方法的研究[J].世界有色金属, 2020, (11):277-278.
Zhou Jian, He Xueqiong. Research on braking function measurement method of rail vehicle in slope mine[J].World Nonferrous Metals,2020,(11):277-278.

[6] 冯海涛,陈淼,胡长虹.斜巷跑车事故模拟试验台悬承改进与优化[J].采矿技术,2023,23(2):85-88.
Feng Haitao, Chen Miao, Hu Changhong. Optimization of suspension bearing systems for incline runaway simulation test benches[J]. Mining Technology,2023,23(2):85-88.

[7] 吴兆宏,陈淼,贺添一,等.防跑车斜井箕斗的研究与应用[J].矿山机械,2024,52(9):28-32.
Wu Zhaohong, Chen Miao, He Tianyi, et al. Research and application of anti-runaway inclined shaft skip[J].Mining & Processing Equipment,2024,52(9):28-32.

[8] 陈天亮.基于自锁原理的新型斜井自制动矿车设计[J].中国金属通报,2020(1):65-66.
Chen Tianliang. Design of automatic barking mineral car based on self-locked principle[J].China Metal Bulletin,2020(1):65-66.

[9] 孟庆华,何顺席.基于普轨的卡轨楔式制动斜井人车应用[J].煤炭与化工,2015,38(11):110-111+114.
Meng Qinghua, He Shunxi. Application of card track wedge type braking inclined shaft people and machine based on standard rail[J].Coal and Chemical Industry,2015,38(11):110-111+114.

[10] 张苏.煤矿运输事故不安全动作原因研究[D].徐州:中国矿业大学,2015.
Zhang Su. Research on the causes of unsafe acts in coal mine transportation accidents[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology,2015.

[11] 金雪琪.矿山斜巷运输跑车主动抓捕系统设计研究[D].徐州:中国矿业大学,2022.
Jin Xueqi. Research of active arrest system of car in mining inclined shaft rail[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology,2022.

[12] 杨晓辉.煤矿斜井跑车高能碰撞柔性缓冲器的设计[J].煤炭科学技术,2016,44(增刊1):114-117.
Yang Xiaohui. Design of high energy collision flexible buffer to prevent transport vehicle running in mine inclined shaft [J]. Coal Science and Technology, 2016, 44(Suppl. 1): 114-117.

[13] 宋国栋.面向煤矿斜井跑车防护的柔性缓冲动力学仿真分析与实践[J].能源与环保,2021,43(7):220-224.
Song Guodong. Dynamic simulation analysis and practice of flexible cushioning for anti-slipping car protection in inclined shaft of coal mine[J]. China Energy and Environmental Protection,2021,43(7):220-224.

[14] 宋国栋.基于有限元的斜井跑车辅助挡车器动力学仿真[J].计算机仿真,2022,39(7):512-516.
Song Guodong. Dynamic simulation of auxiliary car stopper for inclined shaft sports car based on finite element method [J].Computer Simulation,2022,39(7):512-516.

[15] 郭鑫,曾怀灵,王西涛.矿山斜井跑车防护装置挡车网及缓冲器试验分析研究[J].世界有色金属,2019,44(20):250-251.
Guo Xin, Zeng Huailing, Wang Xitao. Research on the blocking and energy buffer of inclined lane car protection device in coal mine[J]. World Nonferrous Metals,2019,44(20):250-251.

[16] 吕斌,关天民.一种防跑车吸能器的设计与分析[J].大连交通大学学报,2017,38(3):55-58.
Lyu Bin, Guan Tianmin. Design and analysis of tramcar anti-falling energy absorber[J]. Journal of Dalian Jiaotong University,2017,38(3):55-58.