

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.01.016

提升机过放被动式吸能系统设计与仿真^{*}

周智勇

(山西交通职业技术学院 工程机械系,山西 太原 030031)

摘要:针对提升机过放箕斗的强冲击问题,对提升机过放吸能系统进行了研究。提出并设计了一种提升机过放被动式液压吸能系统,对吸能缸关键参数进行了计算,利用 AMESIM 软件对提升机过放被动式吸能系统仿真模型进行了搭建,初始参数下仿真得到了箕斗速度位移和吸能缸缓冲腔压力流量特性曲线,分析研究了不同吸能缸活塞直径、溢流阀通径和弹簧压缩量对箕斗位移及吸能缸缓冲腔压力的影响规律。研究表明:在箕斗不撞缸的前提下,较小的吸能缸活塞直径、较大的溢流阀通径和较小的溢流阀压缩量有利于降低吸能缸缓冲腔压力峰值,并增大被动式吸能系统有效吸能量。

关键词:提升机;过放;被动;吸能;缓冲行程;缓冲腔压力

中图分类号:TH21

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)01-0083-05

Design and simulation on passive energy absorption system of hoist over-discharge

ZHOU Zhi-yong

(Department of Construction Machinery, Shanxi Traffic Vocational and Technical College, Taiyuan 030031, China)

Abstract: Aiming at the problem of the strong impact of hoist over discharge skip, the over-discharge energy absorption system of hoist was studied. A passive hydraulic energy absorption system was proposed and designed. The key parameters of energy absorption cylinder were calculated. The simulation model of over-discharge passive energy absorption system of hoist was built by AMESIM. The velocity displacement of skip and pressure-flow characteristic curves on buffer chamber of energy absorption cylinder were obtained by simulation under initial parameters. The influence of piston diameter, relief valve diameter and spring compression on skip displacement and pressure on buffer chamber of energy absorption cylinder was studied. The results indicate that on the premise of the skip not hitting cylinder, smaller piston diameter of energy absorption cylinder, larger relief valve diameter and smaller relief valve compression are beneficial to reducing the peak pressure on buffer chamber of the energy cylinder and increasing the effective energy absorption of the passive energy absorption system.

Key words: hoist; over-discharge; passive; energy absorption; buffer displacement; pressure on buffer chamber

0 引言

提升机在煤矿倾斜、垂直运输行业发挥着重大作用,随着箕斗运输速度、运载质量的提高,导致提升过放或过卷事故的发生频率增加^[1-5]。一旦发生过放或过卷事故,会造成巨大的设备损坏甚至人员伤亡,因此亟待解决此类事故的发生。

针对提升过放事故的发生,机械式过放吸能装置得到了应用,主要有防撞梁和摩擦吸能装置,防撞梁吸能装置使用浸泡沥青的枕木作为主要吸能结构,该装置二次利用率低,吸能力低且不可调节^[6-7];摩擦式吸能装置依靠摩擦面消耗过放冲击,产生的热量易损坏摩擦片^[8-9]。由于机械式过放吸能装置存在一定不足,毋虎城等^[10]开发了一种防过放液压吸能装置,分析了

收稿日期:2019-04-08

基金项目:山西省交通运输厅科研项目(20160230)

作者简介:周智勇(1984-),男,山西忻州人,硕士,讲师,主要从事有关筑路机械方面的研究。E-mail: zzyong2018@163.com

吸能制动力,但未进行较深入研究;唐友亮等^[11]研究了液压驱动式提升机过放液压吸能系统,该系统主要使用过载阀吸收驱动马达的冲击动能进而制动过放箕斗,该吸能系统局限性较强,只适用于液压驱动式提升机过放事故。

基于现有提升机过放吸能装置及系统的不足,结合目前液压吸能系统在其他领域的应用研究^[12-15],本文将设计一种新型的提升机过放液压吸能系统,系统通用性较强,属于被动式吸能系统,采用液压缸外接溢流阀的吸能技术进行缓冲吸收提升机箕斗过放的冲击能量;首先给出过放液压吸能系统,并介绍其工作原理,对吸能液压缸进行选型计算,借用液压仿真软件 AMESIM 搭建系统仿真模型,仿真研究过放系统动态性能,分析吸能缸活塞直径、溢流阀通径、溢流阀弹簧压缩量等参数对系统动态性能的影响情况,为优化设计提升机过放液压吸能系统提供基础。

1 提升机过放液压吸能系统原理

提升机过放液压吸能系统原理图如图 1 所示。

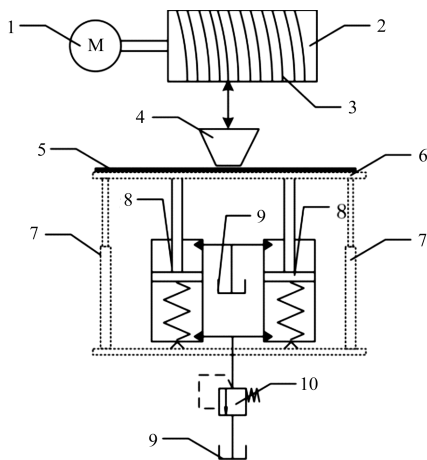


图 1 提升机过放液压吸能原理图

1—提升动力源;2—卷筒;3—提绳;4—箕斗装置;5—橡胶垫;6—防撞板;7—导向装置;8—复位吸能缸;9—油箱;10—溢流阀

该系统主要由橡胶垫 5、防撞板 6、导向装置 7、吸能复位缸 8、溢流阀 10 组成,图中 1 表示提升机动力源,为液压马达或电机驱动卷筒动作提供动力,所设计的过放液压吸能系统可适用于液压马达驱动提升机和电机驱动提升机过放吸能。

其工作原理为:动力源 1 控制卷筒 2 上提和下放箕斗 4,箕斗上提过程中由于重力向下,在靠近预设提升高度前可依靠重力得到一定的减速,而下放过程中,

重力和运输速度方向均向下产生,极易发生过放事故,发生过放时,箕斗以一定的速度撞击橡胶垫 5 和防撞板 6,进而压缩吸能复位缸 8,吸能缸吸能腔压力迅速增大到溢流阀开启压力,吸能腔压力反作用于活塞,产生制动过放箕斗阻尼力。

由于箕斗速度较高,运载较大,冲击时间较短,而溢流阀开启需要一定时间响应,吸能腔压力往往超过溢流阀开启压力甚至由于溢流阀瞬时过流量较小发生爆缸现象,需后续进行进一步仿真分析。

2 提升机过放液压吸能系统参数确定

箕斗过放过程中,近似看作满足能量守恒定律,即过放前的冲击动能全部被吸能腔压力反作用力消耗吸收,即:

$$E = \frac{1}{2} M v_0^2 \quad (1)$$

式中: E —箕斗初始动能,J; M —箕斗满载总质量,kg,暂取 $M = 1\ 200\ \text{kg}$; v_0 —箕斗过放初始速度(即箕斗匀速升降速度),m/s,目前较快的下放速度有 $v_0 = 10\ \text{m/s}$,后续作为仿真输入参数。

由式(1)进一步获得 $E = 60\ 000\ \text{J}$,由所设计的吸能系统可知:该冲击动能被两个吸能油缸消耗,那么单个油缸应吸收 $30\ 000\ \text{J}$ 的能量,每个液压缸承担的等效质量 $M_0 = 600\ \text{kg}$ 。

则箕斗动能满足:

$$E_0 = \bar{F} x \quad (2)$$

式中: $\bar{F}$ —吸能腔压力产生的平均反作用力,N; x —活塞最大行程,m。

另外根据溢流阀静态性能,在箕斗过放吸能阶段,吸能缸腔压力认为是恒定值,则平均反作用力由以下方程计算:

$$\bar{F} = \frac{\pi}{4} D^2 \times p_0 \times 10^6 \quad (3)$$

式中: D —活塞直径,m; p_0 —溢流阀开启压力,MPa。

暂取活塞直径 $50\ \text{mm}$,活塞最大行程 $1.0\ \text{m}$,由式(2,3)可算出溢流阀的开启压力 p_0 :

$$p_0 = \frac{4E_0}{\pi x D^2} \times 10^6 \quad (4)$$

计算可得溢流阀的开启压力 $p_0 \approx 15.3\ \text{MPa}$ 。

箕斗过放吸能阶段,活塞杆承受压力,由经验公式可得活塞杆直径 $d = 0.7D = 35\ \text{mm}$,实际仿真过程中,活塞杆腔与油箱接通,其杆径基本对系统动态性能无影响,故不进行研究。

3 提升机吸能系统仿真建模建立

在 AMESIM 软件中,搭建提升机吸能系统仿真建模示意图如图 2 所示。

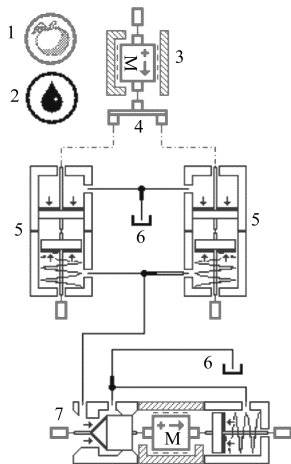


图 2 提升机过放液压吸能系统仿真模型示意图

1—重力加速度模型;2—液压油模型;3—箕斗模型;
4—钢板装置模型;5—复位吸能缸模型;6—油箱模型;7—
溢流阀模型

仿真输入参数一览表如表 1 所示(仿真时间 0.5 s,
步长 0.001 s,进行仿真)。

表 1 仿真输入参数一览表

参数名称	数值
油液密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	850
油液弹性模型 β/MPa	1 700
箕斗满载总质量 M/kg	1 200
吸能缸活塞直径 D/mm	50
吸能缸活塞杆直径 d/mm	35
活塞行程 l/m	1.0
节流系数 C_v	0.68
阀芯阻尼 $B_0/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	500
阀芯质量 m/kg	0.65
弹簧刚度 $K/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	600
弹簧预压缩量 x_0/mm	20

4 系统仿真结果

初始参数下,仿真得提升机过放液压吸能系统动态特性图如图 3 所示。

由图 3 可得:
在箕斗过放吸能制动阶段,吸能缸缓冲腔最大压力
可达 45 MPa 以上,回油腔瞬时流量可达 1 150 L/min;

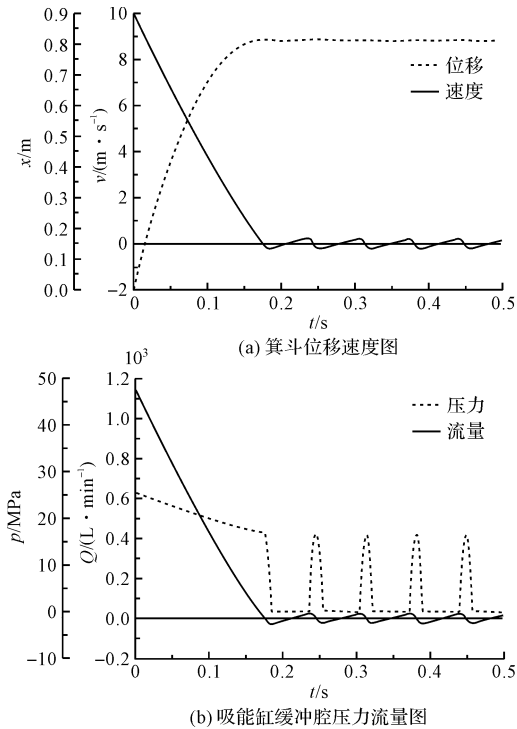


图 3 提升机过放液压吸能系统动态特性图

箕斗过放最大位移为 0.8 m,箕斗速度从 10 m/s 减小到
 ± 0.5 m/s 耗时 0.17 s。

下面继续研究系统参数对吸能动态性能的影响,
本文对直径分别为 45 mm、50 mm、55 mm、60 mm 的吸
能缸活塞进行仿真分析,得活塞直径对提升机过放液
压吸能系统的影响图如图 4 所示。

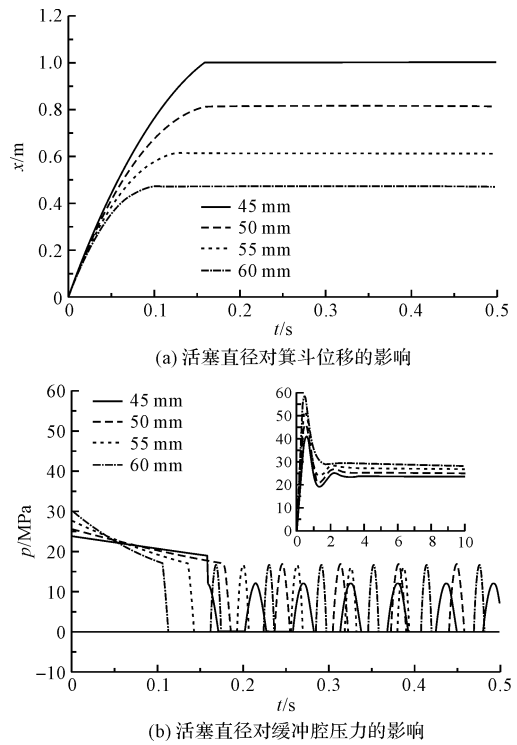


图 4 活塞直径对过放液压吸能系统的影响图

由图 4 可得:

当活塞直径由 45 mm 增大到 60 mm 时,箕斗位移由 1.0 m 减小到 0.43 m,吸能缸缓冲腔最大压力由 58 MPa 降低到 40 MPa,显然当吸能缸活塞直径为 45 mm 时,箕斗发生撞缸现象,主要原因为减小活塞直径,缓冲腔压力反作用于活塞的作用力减小引发撞缸。因此在箕斗过放吸能制动阶段,调小吸能缸活塞直径有助于降低吸能缸缓冲腔压力峰值和增大制动行程。

其他参数不变,本研究设置溢流阀通径分别为 20 mm、25 mm、30 mm、35 mm 进行仿真,得溢流阀通径对提升机过放液压吸能系统的影响图如图 5 所示。

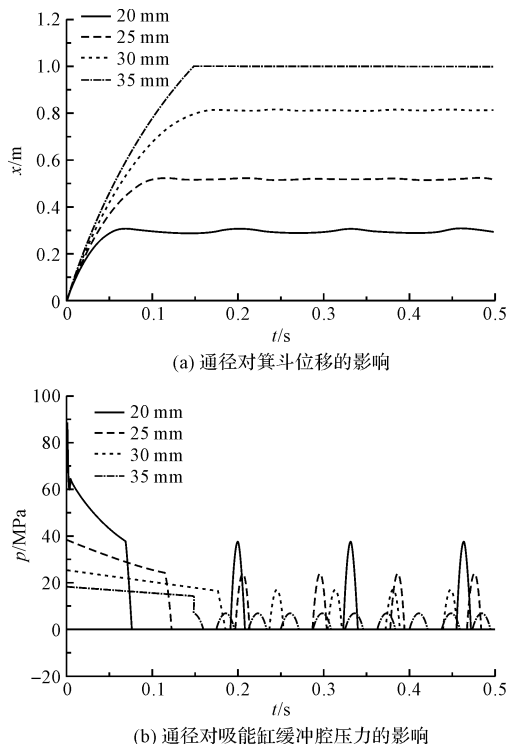


图 5 通径对提升机过放液压吸能系统的影响图

由图 5 看出:

当溢流阀通径由 20 mm 增大到 35 mm 时,箕斗位移由 0.3 m 增大到 1.0 m,吸能缸缓冲腔最大压力由 88 MPa 降低到 38 MPa,显然当溢流阀通径为 35 mm 时,箕斗发生撞缸现象。因此,在不发生撞缸的前提下,增大溢流阀通径能降低吸能缸压力冲击,增大吸能缸的吸能量。

其他参数不变,改变溢流阀压缩量为 20 mm、24 mm、26 mm、28 mm 进行仿真,可得溢流阀压缩量对提升机过放液压吸能系统的影响图如图 6 所示。

由图 6 看出:

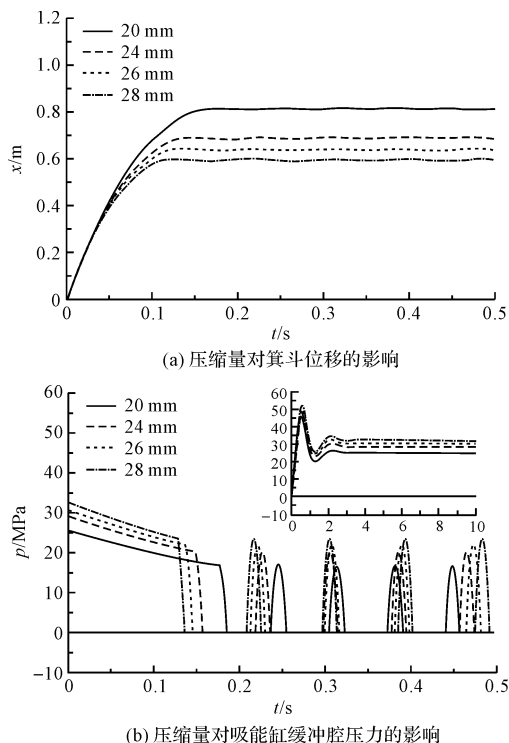


图 6 压缩量对提升机过放液压吸能系统的影响图

当溢流阀压缩量由 20 mm 增大到 28 mm 时,箕斗位移由 0.82 m 增大到 0.61 m,吸能缸缓冲腔最大压力由 47 MPa 降低到 52 MPa。调节溢流阀压缩量可改变溢流阀开启压力,在箕斗吸能阶段,进而改变吸能缸缓冲腔压力,由仿真曲线看出,所设计的被动式吸能系统一定程度上实现了缓冲控制动力和制动位移可调。

因此,在不发生撞缸的前提下,减小溢流阀压缩量能降低吸能缸压力冲击,增大吸能缸的吸能量。

5 结束语

基于过放箕斗存在的强冲击,本文设计了一种提升机过放被动式液压吸能系统,给出并介绍了其工作原理,初步选型了吸能缸参数,利用 AMESIM 搭建了提升机过放被动式吸能系统仿真模型,并进行了吸能制动性能仿真;分析了吸能缸活塞直径、溢流阀通径、溢流阀弹簧压缩量对吸能性能的影响程度。

主要得出的结论为:通过调小吸能缸活塞直径、增大溢流阀通径或减小溢流阀压缩量可降低吸能缸缓冲腔压力峰值和增大制动行程,因此在过放箕斗不撞缸的条件下,应选择较小的吸能缸活塞直径、较大的溢流阀通径和较小的溢流阀弹簧压缩量,这样系统吸能效果更好。

后续还可以研究运输速度、运载质量及复位弹簧等参数对吸能系统的影响规律。

参考文献(References):

- [1] 张仕明. 立井提升过卷(过放)电气保护和机械保护装置的探讨[J]. 煤炭工程, 2006(7):58-59.
- [2] 叶圣伟, 苗运江, 李 婷, 等. 基于 PLC 的摩擦提升机钢丝绳防滑制动[J]. 矿山机械, 2011, 39(1):53-56.
- [3] 陈虹微. 缠绕式的提升机的过卷和过放安全保护[J]. 煤矿机械, 2002, 23(2):59-60.
- [4] 赵继虎. 大功率落地式多绳摩擦轮提升机关键技术应用研究[J]. 机电工程技术, 2015, 44(12):135-137.
- [5] WANG P S. The application of grey relational fault tree analysis in mine hoist overrelaxation accident[J]. **Applied Mechanics & Materials**, 2010, 33(3):185-189.
- [6] 朱真才, 张德坤, 赵继云. 防撞梁受冲击载荷的试验研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2003, 35(10):1202-1204.
- [7] 何 亮. 老矿井中防过放吸能装置及防撞梁的实现[J]. 煤炭与化工, 2016, 39(2):104-105.
- [8] 高喜玲, 张 伟, 秦 强. 矿井提升系统阻尼式过放吸能装置的研究[J]. 矿山机械, 2011, 39(11):32-35.
- [9] 邵 瑞, 王海峰, 张衍阳. 立井防过放吸能器摩擦材料磨损形貌分析[J]. 江西煤炭科技, 2012(3):111-113.
- [10] 毋虎城, 吴中青, 张 伟, 等. 矿井防过放液压吸能装置的研究与设计[J]. 中州煤炭, 2005(2):6-7.
- [11] 唐友亮, 张 锦. 液压驱动式提升机过放液压吸能系统研究[J]. 工矿自动化, 2018, 44(4):57-61.
- [12] 尹文军. 立井提升机过卷液压吸能系统研究[J]. 液压与气动, 2016(2):124-128.
- [13] 李 飞, 鄢玲祉, 邹 涛. 基于 AMESim 的三峡升船机防撞吸能液压系统仿真分析[J]. 数码设计, 2018(5):1672-9129.
- [14] YIN W, YANG Y, WANG Z, et al. Study about the effect of system parameters on the dynamic properties of hydraulic buffer system applied to belt arrestor for downward belt conveyor[J]. **Recent Patents on Mechanical Engineering**, 2017, 10(1):66-74.
- [15] FORQUET N, DUFRESNE M. Simple deterministic model of the hydraulic buffer effect in septic tanks[J]. **Water and Environment Journal**, 2015, 29(3):360-364.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

周智勇. 提升机过放被动式吸能系统设计与仿真[J]. 机电工程, 2020, 37(1):83-87.

ZHOU Zhi-yong. Design and simulation on passive energy absorption system of hoist over-discharge[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2020, 37(1):83-87.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>