

基于 LS - DYNA 的射流式液动锤 活塞回程缓冲结构的研究

杨冬冬^{1,3}, 李国琳², 纪天坤^{1,3}, 孙强^{1,3}, 彭视明^{1,3}

(1. 吉林大学建设工程学院, 吉林 长春 130026; 2. 长春大学计算机科学技术学院, 吉林 长春 130022; 3. 复杂条件钻采技术国土资源部重点实验室, 吉林 长春 130026)

摘要:为了减弱射流式液动锤活塞回程撞击缸体的应力波对射流元件的破坏, 延长射流元件的寿命, 提出在缸体中设置碟簧缓冲结构来吸收冲锤回程的冲击能, 并应用 LS - DYNA 显示动力学分析手段, 对活塞回程进行仿真分析, 探究碟簧缓冲对射流元件受力状态的影响, 结果表明: 采用碟簧缓冲结构, 射流元件的最大应力可降低 40% ~ 57%, 有效改善了射流元件的应力状态, 在液动锤实际工作中具有可行性。

关键词:液动锤; 射流元件; 碟簧缓冲; LS - DYNA; 应力状态

中图分类号: P634.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672 - 7428(2016)05 - 0037 - 04

Research on Disc Spring Buffering the Backward Impact of Piston of Liquid-Jet Hydraulic Hammer Based on LS - DYNA/YANG Dong-dong^{1,3}, LI Guo-lin², JI Tian-kun^{1,3}, SUN Qiang^{1,3}, PENG Jian-ming^{1,3} (1. College of Construction Engineering, Jilin University, Changchun Jilin 130026, China; 2. School of Computer Science and Technology, Changchun University, Changchun Jilin 130022, China; 3. Key Laboratory of Drilling and Exploitation Technology in Complex Conditions, Ministry of Land and Resources, Changchun Jilin 130026, China)

Abstract: In order to reduce the damage to fluidic element caused by stress waves from impacting cylinder in a return-stroke of the fluidic hydraulic hammer piston to prolong the life of the fluidic element, a disc spring buffer structure in the cylinder was proposed to absorb the striking energy of hammer stroke. The simulation analysis was carried out on the piston return-stroke by the means of LS - DYNA display dynamic analysis to study the effect of the disc spring buffer on the stress state of bi-stable fluidic amplifier. The results show the feasibility of disc spring buffer structure in the actual work of hydraulic hammer, the maximum stress can be decreased by 40% ~ 57% in bi-stable fluidic amplifier and the stress state of fluidic element is effectively improved.

Key words: liquid-jet hammer; bi-stable fluidic amplifier; disc spring buffering; LS - DYNA; stress state

0 引言

随着地热资源和非常规油气资源的开发, 提高硬岩钻速变得越来越重要。潜孔锤钻进技术被视为最有效的钻进硬岩的技术方法。射流式液动锤由于具有结构简单、深孔高围压适应性好等优点而得到广泛的应用^[1-4]。

冲击功和冲击频率是液动锤的 2 个最主要参数^[5]。因此, 提高冲锤的冲击末速度是提高潜孔锤冲击功的主要方法之一。为了达到一个更高的冲击末速度, 射流式液动锤的射流元件必须改善^[6]。常

规射流元件耐冲蚀性能差寿命短, 硬质合金材料的射流元件更耐冲蚀, 可以有效地避免过早失效。然而硬质合金是一种脆性复合材料, 容易在高冲击负载的情况下碎裂。液动锤活塞冲锤的回程速度很高, 会在活塞回程末端产生强烈的冲击、碰撞和振动, 对缸体产生相当大的冲击能, 并传递给上部的硬质合金射流元件, 使射流元件破坏失效从而缩短射流液动锤的使用寿命^[7]。因此, 有必要设计一个合适的缓冲结构, 来减弱冲锤回程对缸体的冲击负载。李海文^[8]等研究了碟簧液压操动机构的缓冲特性;

收稿日期: 2015 - 12 - 20

基金项目: 国土资源部公益性行业科研专项项目“干热岩快速钻井用高压高能射流式液动锤研究”(编号: 201311112)

作者简介: 杨冬冬, 男, 汉族, 1991 年生, 硕士研究生在读, 地质工程专业, 主要研究方向为多工艺冲击回转钻进技术, 吉林省长春市西民主大街 938 号, yangdd14@mails.jlu.edu.cn。

通讯作者: 彭视明, 男, 汉族, 1975 年生, 教授, 博士生导师, 从事多工艺冲击回转钻进技术和天然气水合物勘探等研究, 吉林省长春市西民主大街 938 号, pengjm@jlu.edu.cn。

瞿叶高^[9]等将大规格碟簧缓冲应用于气动潜孔锤中。由于钻探钻孔在复杂多变的环境,缓冲结构必须简单、可靠。从而提出在缸体中设计碟簧缓冲结构,并通过 Ls - Dyna 对其进行模拟仿真,对射流元件的应力状态进行了研究。

1 缓冲机构理论分析

碟簧缓冲结构见图 1,在液动锤正常工作时,从射流元件高速喷出的水射流分别进入活塞的前后腔,驱动活塞冲锤高频往复运动。缓冲碟簧布置在活塞回程上死点附近。如图 1 所示,考虑到缸体的强度,在受缸体结构尺寸限制情况下必须在碟簧的顶端余留足够的长度。在活塞回程过程中,活塞冲锤上行,压缩缓冲碟簧,活塞冲锤的动能部分转化为碟簧的弹性势能,活塞减速制动而实现缓冲减轻了活塞冲锤回程对缸体的刚性碰撞,并且碟簧储存的能量还可以在活塞冲锤冲程时释放加速下行。对提高液动锤的冲击功有利。

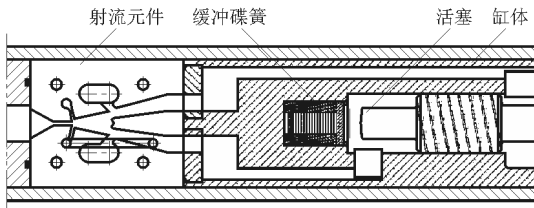


图 1 碟簧缓冲结构示意图

由于液动锤缸体空间及轴向尺寸的限制,所以采用小规格的碟簧,图 2 为碟簧结构模型。将此规格的碟簧按照 15 片、20 片和 25 片分别并联成厚度为 23、30、37 mm 三种缓冲结构,分别对这 3 种组配的缓冲结构进行 LS - Dyna 显示动力学分析,探究碟簧缓冲对射流元件受力状态的影响,并且在缸体尽量短的前提下,探究满足射流元件应力强度的碟簧数量。

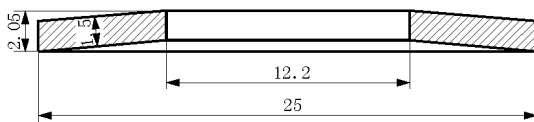


图 2 碟簧结构模型

2 碰撞模型及边界条件

图 3 为通过 solidworks 软件建立“活塞冲锤 - 射流元件”简化模型,缸体顶部余留的厚度为 15 mm。图 4 为通过 solidworks 软件建立“活塞冲锤 -

碟簧 - 射流元件”简化模型,碟簧数量分别为 15 片、20 片、25 片,且同向叠落为一组缓冲碟簧,碟簧与射流元件之间的缸体厚度均为 15 mm。活塞冲锤为组合冲击体,冲锤活塞质量为 31.86 kg。

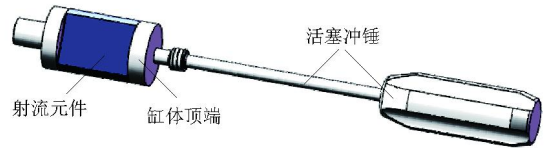


图 3 无碟簧活塞冲锤 - 射流元件简化模型

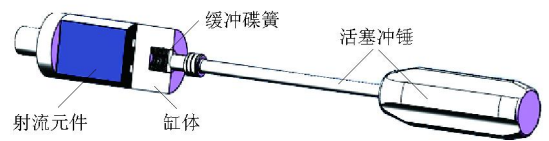


图 4 活塞冲锤 - 碟簧 - 射流元件简化模型

采用 Hypermesh 进行自适应网格划分。图 5 为“活塞冲锤 - 射流元件”碰撞网格模型。图 6 为“活塞冲锤 - 缓冲碟簧 - 射流元件”碰撞网格模型。在保证计算精度要求的前提下,对以上模型采用四面体单元进行划分,单元均采用 solid164 实体单元,网格总数均在 30 万左右,摩擦系数取 0.1。冲锤、活塞杆等采用的材料均为 35CrMo,弹性模量 206 GPa,密度 7.85 kg/m³,泊松比取 0.3。双稳态射流元件的材料为 WC - Co 类硬质合金^[10],Co 的质量百分比为 11%,弹性模量 588 GPa,密度 14.8 kg/m³,泊松比取 0.23。

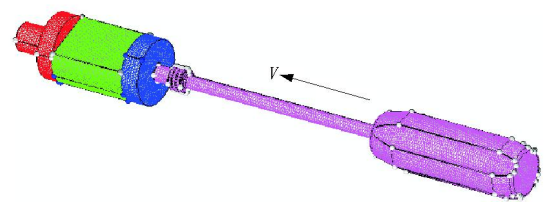


图 5 无碟簧缓冲碰撞网格模型

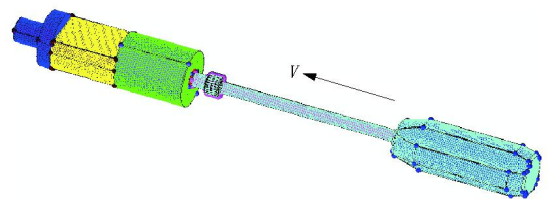


图 6 碟簧缓冲碰撞网格模型

图 7 为缸体内 3 种不同数目的缓冲碟簧网格模型。15 片碟簧共划分 30294 个单元;20 片碟簧共划分 42126 个单元;25 片碟簧共划分 52463 个单元;缓冲碟簧材料选择弹簧钢,弹性模量 206 GPa,密度 7.8

kg/m^3 ,泊松比 0.3。

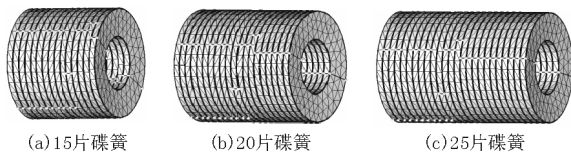


图 7 碟簧网格模型

由于重力加速度对高速运动的冲锤速度影响很小,因而在模拟计算中忽略重力影响。冲锤活塞回程末速度为 4.3 m/s,计算时间步长设置为 0.001 s,计算总时间为 0.1 s。

3 模拟结果与分析

3.1 射流元件的应力强度分析

图 8(a)为无缓冲结构下硬质合金射流元件的应力分布云图。针对无碟簧缓冲结构的射流元件,碰撞后应力都主要集中在 2 个流道之间的位置,相对其他位置,流道附近结构最为复杂,也是最容易应力集中的位置。无缓冲结构的射流元件的最大应力为 844 MPa,位于流道附近的单元。

图 8(b)、(c)和(d)分别为活塞冲锤回程碰撞 15 片缓冲碟簧、20 片碟簧、25 片碟簧后,硬质合金射流元件的应力分布云图。而对于设有碟簧缓冲结构的射流元件,应力主要集中在射流元件的边界棱角处,15 片碟簧的情况下,射流元件最大应力为 514 MPa;20 片碟簧的情况下,射流元件最大应力为 460 MPa;25 片碟簧的情况下,射流元件最大应力为 357 MPa。可见从射流元件的安全性及可靠性考虑,带有碟簧缓冲结构的射流元件安全系数更高,且碟簧缓冲能力正比于碟簧的数目,无缓冲结构的射流元件受力状态相对较差。虽然这 4 种情况下的射流元件的最大应力都小于硬质合金疲劳极限 1200 MPa^[11],但考虑到射流元件的结构复杂,受加工条件的限制,加工过程中易出现微小裂纹,降低硬质合金强度,无缓冲结构的射流元件仍可能发生失效。很明显,碟簧缓冲结构可以使射流元件的应力状态显著改善,最大应力分别降低 39.1%、45.5%、57.7%,大幅度提高了射流元件的可靠性。

3.2 碟簧的应力强度分析

图 9(a)、(b)、(c)为活塞冲锤回程碰撞缓冲碟簧时,碟簧的应力分布云图。15 片碟簧的最大应力为 1051 MPa;20 片碟簧的最大应力为 846 MPa;25 片碟簧的最大应力为 741 MPa;承受交变载荷作用

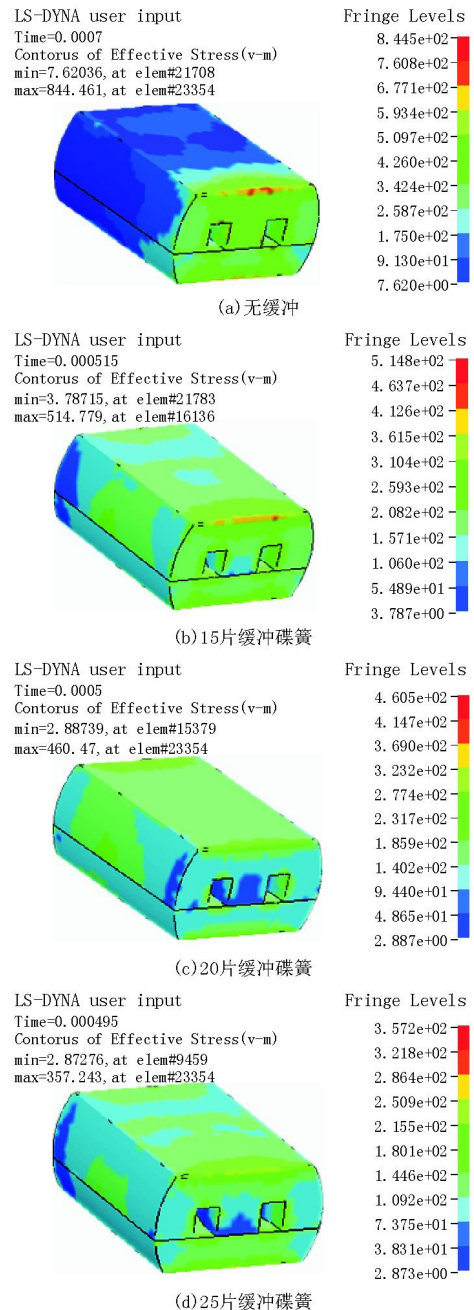


图 8 射流元件的 Von Mises 应力云图

的碟簧,疲劳破坏一般发生在危险点位置,根据寿命要求,查碟簧材料的 S-N 极限应力曲线,相应的对称循环疲劳极限强度 $\sigma = 937.7 \text{ MPa}$ 。可见 15 片碟簧不满足应力强度要求,而 20 片、25 片碟簧满足应力强度要求,因此至少要 20 片此规格的碟簧才能实现该思路。

4 结论

本文就活塞、冲锤回程撞击缸体对射流元件

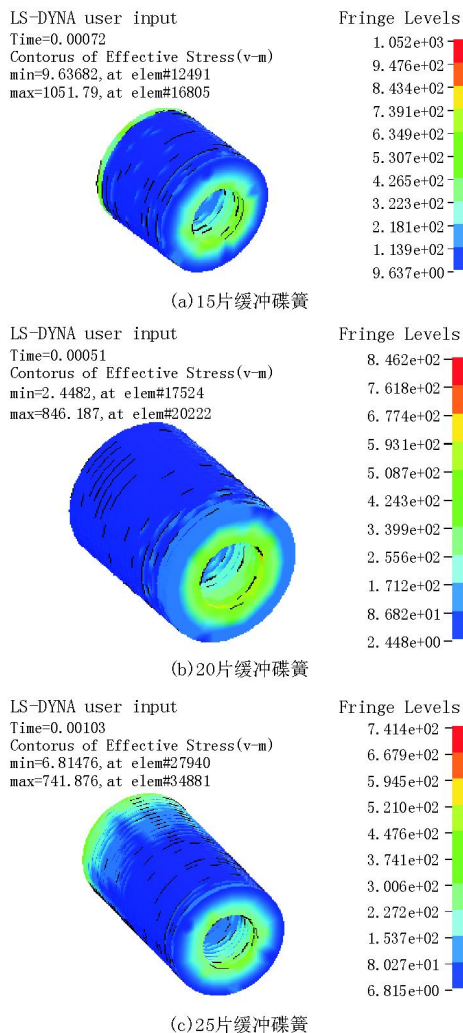


图9 碟簧 Von Mises 应力云图

产生破坏的问题,提出在缸体中设计碟簧缓冲结构,并利用非线性动力学分析软件 LS-DYNA 对“活塞冲锤-碟簧-射流元件”模型进行动力学仿真分析,并与常规模型进行对比,得出以下结论:碟簧缓冲结构可以吸收来自活塞冲锤回程的冲击能,可使

射流元件的最大应力降低 40% ~ 57%,吸收的能量在冲锤回程时释放有利于提高液动锤输出冲击功。同时有效改善射流元件的应力状态。并且通过对比分析 15、20、25 片碟簧缓冲时的应力状态,至少需要 20 片此规格的碟簧才能满足要求。数据显示,通过该碟簧缓冲结构提高硬质合金射流元件工作寿命的方法具有可行性。

参考文献:

- [1] 王人杰,蒋荣庆.液动冲击回转钻进技术[M].北京:地质出版社,1988:97-104.
- [2] Deusch U, Marx C, Rischmuller H. Evaluation of hammer drilling potential for KTB in super-deep drilling and deep geophysical sounding[M]. Heidelberg: Springer-Verlag, 1995:310-320.
- [3] 朴成哲,殷琨,蒋荣庆,等. KSC-127 型射流式液动锤应用于大陆科学深钻的试验研究[J].世界地质,2000,19(3):295-298.
- [4] 王达,张伟,张晓西.中国大陆科学钻探工程科钻一井钻探工程技术[M].北京:科学出版社,2007:209-233.
- [5] 吴忠杰,林君,彭视明,等.液动射流式冲击器冲击功测量方法及仪器研制[J].仪器仪表学报,2006,27(9):1037-1039.
- [6] Z. J. Jian, K. Yin, R. Q. Jang, et al. The research on increasing impacting energy of hydro-efflux hammer[J]. Journal of Changchun University of Science and Technology, 2000, 30(3):303-306.
- [7] H. Liu, K. Yin, J. M. Peng, Q. L. Yin. Fracture failure analysis of baseplates in a fluidic amplifier made of WC-11Co cemented carbide[J]. Frattura ed IntegritàStrutturale, 2014, (27):53-65.
- [8] 李海文,王永良,胡月萍,等.碟簧液压操动机构缓冲特性仿真与优化[J].高压电器,2015,51(1):110-114.
- [9] 瞿叶高,卜长根,吕长春.气动潜孔锤缓冲碟簧载荷特性仿真与实验[J].现代制造工程,2006,(11):1-3.
- [10] 李安海,赵军,王泽明. WC-Co 硬质合金的弹性性能[J].硬质合金,2011,28(3):195-198.
- [11] 张忠健,赵声志,彭文,等.硬质合金疲劳裂纹的萌生与扩展行为[J].中国有色金属学报,2014,24(12):3031-3041.