

基于 ABAQUS 的液压缸活塞杆应力分析与优化

王其福¹,王源麟²

(1. 德州宇力液压有限公司,山东 德州 253000; 2. 南京理工大学,江苏 南京 210094)

摘要:因液压缸活塞杆退刀槽处存在应力集中,在往复工作中受冲击力易导致活塞杆断裂失效。使用 Solidedges 软件对滑移装载机液压缸活塞杆进行建模,使用 ABAQUS 有限元分析软件分别对曾用结构、目前结构和改进结构活塞杆进行有限元分析,求解出每种活塞杆所对应的应力大小。根据分析结果对活塞杆结构进行优化,提高了活塞杆寿命,保证了滑移装载机的可靠性。

关键词:液压缸;活塞杆;应力分析;结构优化

中图分类号:TH137.51 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2023)01-0156-04

Stress Analysis and Optimization of Piston Rod of Hydraulic Cylinder Based on ABAQUS

WANG Qifu¹, WANG Yuanlin²

(1. Dezhou Yuli Hydraulic Co., Ltd., Dezhou 253000, China; 2. Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: To cope with the piston rod fracture failure caused by impact force in reciprocating work due to the stress concentration occurring in undercut position of hydraulic cylinder piston rods, Solidedges software is applied to model the hydraulic cylinder piston rod of the slip loader, and finite element analysis is conducted on the former structure, the current structure and the improved structure of piston rod by ABAQUS software to solve the corresponding stress size of each piston rod. According to the analysis results, the structure of the piston rod is optimized, which improves the service life of the piston rod and ensures the reliability of the slip loader.

Keywords: hydraulic cylinder; piston rod; stress analysis; structure optimization

0 引言

液压缸是将液压能转变为机械能并实现直线往复运动(或摆动运动)的液压执行元件,液压缸结构简单、工作可靠,因此被广泛应用于工程领域。

液压缸结构由缸筒和缸盖、活塞和活塞杆、密封装置等部分组成。液压缸结构形式多种多样。按液压力作用分类可分为单作用式、双作用式;按安装形式可分为耳环、铰轴等。单活塞杆液压缸常用于装载机、挖掘机等工程机械;伸缩式液压缸常用于起重机机械等^[1]。

目前我国液压缸缺乏先进完备的检测环节,严重制约液压缸技术的提升,对液压缸进行试验与性能检测已成为保证和提升液压系统安全及可靠工作的重要环节^[2]。由于其测试成本较高,因此有限元分析是产品结构改善的有效途径之一。

以单活塞杆双作用液压缸介绍其主要结构,见图 1。

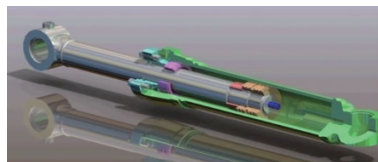


图 1 单活塞杆双作用液压缸结构模型

1 活塞杆失效概述

本文研究对象是滑移装载机铲斗缸活塞杆。滑移装载机工作装置是实现铲掘、装载物料的机构,其设计性能直接影响装载机的工作效率和作业品质,对整机的其他性能也有较大的影响^[3]。滑移装载机工作装置在插入、铲取、举升、卸载等各工况下作业。在实际作业中,经常可能出现的恶劣工况是铲斗在装载机牵引力的作用下先插入料堆的最大深度,同时动臂油缸、转斗油缸动作,实现铲取物料。这时水平插入阻力和铲取阻力均达到最大值^[4]。所以对滑移装载机铲斗缸可靠性要求更高。

滑移装载机模型如图 2(a)所示,实物铲斗缸如图 2(b)所示。



图 2 滑移装载机

活塞杆主视图如图 3 所示,活塞杆由左侧活塞杆耳环,中间杆体以及右侧螺纹部分组成。

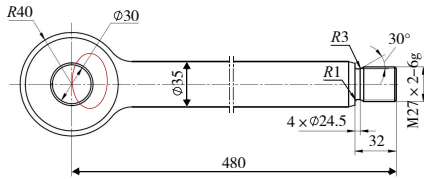


图 3 活塞杆工程图主视图

图 3 所示液压缸的活塞杆在装载机工作过程中主要承受拉力。本文研究图 3 右侧螺纹退刀槽,该处不但承受液压系统的液压力,同时承受活塞与活塞杆装配时螺纹预紧力形成的拉力。

由于应力集中以及金属疲劳的影响,此处容易产生微裂纹,裂纹逐步扩展,进而发生断裂,如图 4 所示,可以看出活塞杆在退刀槽处发生了断裂情况。其部分放大图如图 5 所示,图 5 展示的是现阶段正在使用的活塞杆结构,即当前结构。



图 4 当前活塞杆失效断裂举例

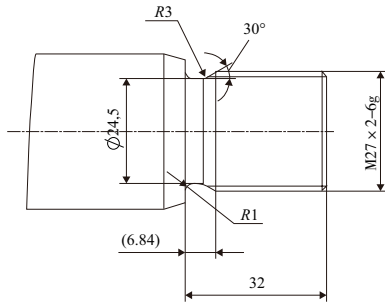


图 5 当前结构活塞杆工程图局部放大图

2000 年前客户要求液压缸累计运行时间 1 000 h,失效率为万分之一;2010 年时客户要求提高要求,要求液压缸累计运行时间 3 000 h,失效率为万分之一;2021 年客户又提高要求,要求液压缸累计运行时间 12 000 h,失效率为万分之一。

为满足客户不断提高的质量要求,必须对活塞杆不断进行优化设计。所谓“优化设计”就是在规定限制条件下,将实际设计问题首先转为最优化问题,然后运用最优化理论和方法在电子计算机上进行自动调优计算。再从满足各种设计要求及限制条件的全部可行方案中选出最优设计方案^[5]。

因此本文对当前活塞杆局部结构进行多次优化,对多

种结构进行应力分析并估算其寿命。本文将所分析的 3 种活塞杆结构,分别标为曾用结构、当前结构以及改进结构。

2 应力分析

本文研究活塞杆结构对其寿命所带来的影响,由于活塞杆寿命和其所受的最大应力有直接关系,所以先通过 ABAQUS 进行活塞杆的应力分析。

本文依次分析 3 种活塞杆结构,先进行参数计算,再通过 Solidedges 软件建立模型,随后通过 ABAQUS 进行有限元仿真求得应力。3 种结构局部工程图分别见图 6、图 7 和图 8。

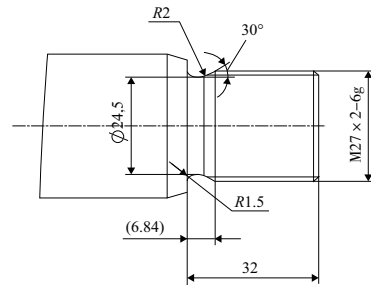


图 6 曾用结构活塞杆尺寸简图

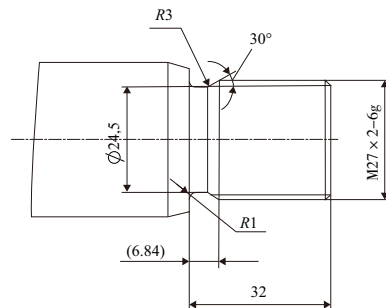


图 7 当前结构活塞杆尺寸简图

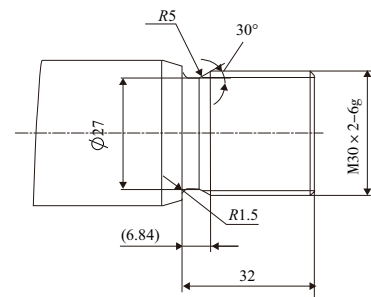


图 8 改进结构活塞杆尺寸简图

2.1 基础数据及计算

1) 产品技术参数

本文研究的液压缸:缸径 $\phi 70$ mm,活塞杆杆径 $\phi 35$ mm,额定压力 23 MPa,行程 335 mm。活塞伸出速度 0.25 m/s,回缩速度 0.35 m/s,活塞一个往复运行时间 2.23 s。

活塞杆材料 45-GB/T699, 活塞杆热处理调质 HB241 ~ HB285, 调质后抗拉强度 $S_y \geq 920$ MPa, 屈服强度 $S_{ut} \geq 615$ MPa^[6]。

活塞杆螺纹分别采用 M27×2 和 M30×2, 其中 M27×2 螺纹预紧力矩为 500 N·m, M30×2 螺纹预紧力矩为 700 N·m。

2) 计算依据

首先进行理论计算。活塞杆受力以一个工作周期为单位, 活塞杆收回和伸出作为一个周期, 分别进行计算。

泊松比 $\nu = 0.269$; 弹性模量 $E = 209\,000$ MPa; 额定压强 $p_{\text{额}} = 23$ MPa; 缸径 $D = 0.07$ m; 杆径 $d = 0.035$ m;

3) 计算过程^[7]

液压缸推力:

$$F_{\text{推}} = p_{\text{额}} \times S_{\text{推}} = p_{\text{额}} \times \pi \times D^2 / 4 = 88.514 \text{ (kN)} \quad (1)$$

液压缸拉力:

$$F_{\text{拉}} = p_{\text{额}} \times S_{\text{拉}} = p_{\text{额}} \times \pi \times (D-d)^2 / 4 = 66.385 \text{ (kN)} \quad (2)$$

$$\text{活塞转矩: } M = KTd \quad (3)$$

式中 K 为螺栓拧紧力矩系数, M27×2 螺纹取 $K = 0.15$, M30×2 螺纹取 $K = 0.17$ 。

$$T_{500} = M / (Kd) = 92.593 \text{ (kN)};$$

$$T_{700} = M / (Kd) = 116.667 \text{ (kN)}。$$

活塞杆螺纹退刀槽处承受载荷:

$$\text{最小载荷 } F_{\text{min}} = T, \text{ 最大载荷 } F_{\text{max}} = T + F_{\text{拉}}。$$

为了方便求解, 将拉力转换为活塞杆最右侧端面所受的压力。

2.2 应力分析

建立活塞杆模型后, 利用 ABAQUS 有限元仿真软件进行应力分析。为了简化活塞杆仿真模型, 将活塞杆与活塞集成, 约束耳环孔, 加载活塞左侧面。改进后活塞杆有限元分析见图 9, 局部见图 10。

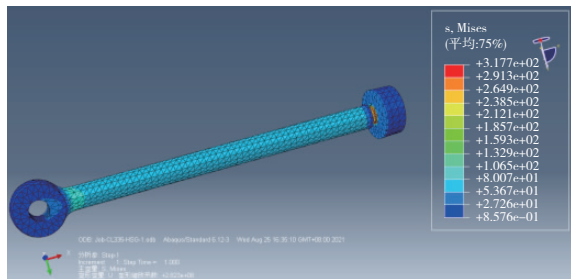


图 9 活塞杆改进结构有限元分析

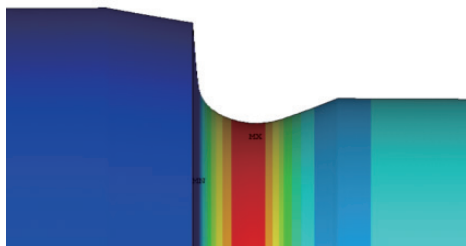


图 10 活塞杆改进局部结构有限元分析

3 种结构活塞杆有限元分析结果见表 1。

表 1 3 种结构活塞杆有限元分析结果 单位: MPa

状态	σ_{min}	σ_{max}
曾用结构	352.9	603.1
当前结构	336.5	581.3
改进结构	317.7	548.6

3 疲劳分析

液压缸活塞杆工况为非完全反向循环载荷情况, 因此选用 Goodman 模型^[8]进行疲劳寿命计算。

$$\text{对应 } N = 10^3 \text{ 次的疲劳强度 } S_{10^3} = 0.75 \times S_{ut} \quad (4)$$

$$\text{对应 } N = 10^7 \text{ 次的疲劳强度 } S_e = 0.45 \times S_{ut} \quad (5)$$

活塞杆伸出时受应力为 σ_{min} , 活塞杆收回时受应力为 σ_{max} 。

计算 3 种活塞杆结构的交变应力、平均应力、等效交变应力, 然后评估疲劳寿命, 有限元分析结果见表 2。

$$\text{交变应力 } \sigma_a = (\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}) / 2 \quad (6)$$

$$\text{平均应力 } \sigma_m = (\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}) / 2 \quad (7)$$

$$\text{等效交变应力 } \sigma_A = S_y \times \sigma_a / (S_y - \sigma_m) \quad (8)$$

表 2 3 种结构活塞杆有限元分析结果 单位: MPa

状态	σ_a	σ_m	σ_A
曾用结构	125.1	478.0	260.4
当前结构	122.4	458.9	241.6
改进结构	115.5	433.2	213.9

$$\text{疲劳强度: } N = (10^{-\bar{C}} \sigma_A)^{1/b_s} \quad (9)$$

式中:

$$\bar{C} = \log(S_{10^3}^2 / S_e) \quad (10)$$

$$b_s = -\log(S_{10^3} / S_e) / 3 \quad (11)$$

活塞杆疲劳寿命见表 3。

表 3 活塞杆疲劳寿命

状态	疲劳寿命	
	N/次	时间/h
曾用结构	2.3×10^6	1 425
当前结构	6.3×10^6	3 903
改进结构	3.3×10^7	20 441

4 工程验证

4.1 材料

工程实际测量活塞杆材料拉伸强度 S_y 为 921 MPa, 屈服强度 S_{ut} 为 629 MPa。实际测试结果如图 11 所示。

4.2 工况

该产品工况借鉴相似产品的液压系统载荷谱, 额定压

强为 20 MPa,如图 12 所示。本文所研究的液压缸压强情况与图 12 中间部分图像的曲线类似。可以看出曲线的最大值约为 15 MPa,并没有达到额定压强的 20 MPa。

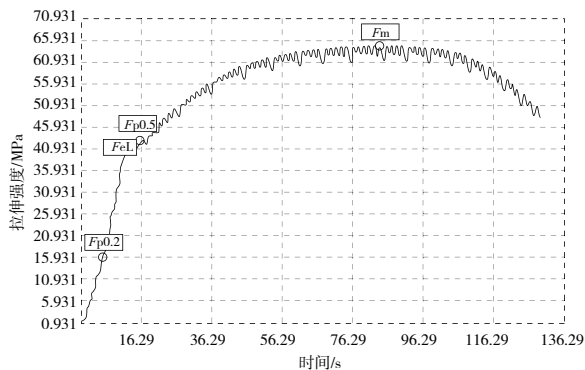


图 11 调质后 45 钢拉伸实验报告

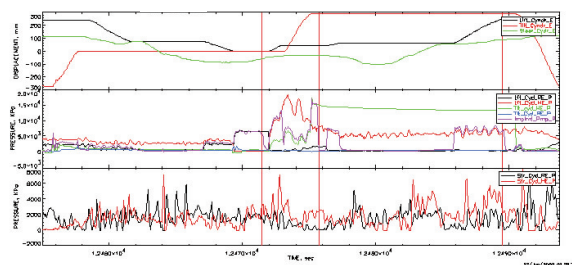


图 12 产品液压系统载荷谱额

由于实际使用中,设备承受变动载荷,有时可能只有额定压强的 1/10,有时是额定压强的 1.5 倍,甚至某些情况下会受更多的瞬间冲击力,因此需要搜集各种机型载荷谱才能进行可信的寿命评估。

(上接第 152 页)

从表 3 可以看出,Origin 软件分三段拟合的二阶多项式拟合精度明显高于 5 次多项式的拟合精度,且误差稳定,满足误差要求。

4 结语

本文针对圆锥-圆管相贯的一般情况建立数学模型并使用 MATLAB 软件对其相贯线和平面展开曲线进行仿真验证,得到了圆锥-圆管相贯的关于正交、斜交、正交偏置以及斜交偏置 4 种情况的相贯线空间曲线及平面展开曲线,利用 Origin 软件对相贯线的平面展开曲线进行轨迹拟合,分别得到了三段二阶多项式,对比 MATLAB 工具中的 5 次多项式,证明采用分段拟合算法对复杂空间曲线的拟合精度较高。

参考文献:

[1] 宗大圣,邓双成,龙腾宇,等. 复杂曲面相贯线焊接轨迹控制

5 结语

1) 本文通过使用 ABAQUS 软件对 3 种结构活塞杆进行有限元分析,求得了每种结构所对应的最大应力情况。

2) 对 3 种结构活塞杆进行了疲劳寿命计算,寿命随着结构的优化呈指数增长,最终达到无限寿命。

本文通过优化活塞杆结构,使活塞杆达到无限寿命,提高了滑移装载机的可靠性。

参考文献:

- [1] 雷天觉,杨尔庄,李寿刚. 新编液压工程手册[M],北京:北京理工大学出版社 1998;1383-1390.
- [2] 王宇恒,汪晟杰,刘洪春. 基于有限元分析的液压缸侧向力试验装置的设计[J]. 机械制造与自动化,2017,46(2):85-87.
- [3] 胡文刚,孙蓓蓓,张小委. 滑移装载机工作装置多体动力学仿真与分析[J]. 机械制造与自动化,2010,39(1):88-90.
- [4] 王业刚,孙蓓蓓,刘乐. 滑移装载机工作装置的有限元分析[J]. 机械制造与自动化,2010,39(1):15-17,54.
- [5] 吴军,袁昌松,汤文成. 基于 ANSYS 分析的机架优化设计[J]. 机械制造与自动化,2006,35(1):35-37.
- [6] 万嘉礼. 机电工程金属材料手册[M]. 1 版. 上海:上海科学技术出版社,1989
- [7] 徐灏,蔡春源,严隽琪,等. 机械设计手册:第五卷[M]. 2 版. 北京:机械工业出版社,2000,43:219-235.
- [8] JUVINALL R C, MARSHEK K M, YOUSSEFI K. Fundamentals of machine component design [J]. Journal of Engineering for Industry, 1991, 113(2):246.

收稿日期:2021-09-01

算法的研究及仿真[J]. 新技术新工艺,2014(5):93-96.

- [2] 曾锦乐,都东,常保华,等. 复杂空间轨迹焊接过程运动规划方法[J]. 清华大学学报(自然科学版),2016,56(10):1031-1036.
- [3] 赵江达. 新型相贯线切割机误差补偿方法[J]. 山东化工, 2021,50(15):119-120,122.
- [4] 王吉岱,王海洋,雷琳琳. 基于 MATLAB 的马鞍形相贯线的仿真研究[J]. 制造业自动化,2014,36(7):46-48.
- [5] 彭伊光,邴秋梅. 圆管与圆锥斜交相贯线展开图分析[J]. 林业机械与木工设备,2009,37(7):43-44.
- [6] 程琳,王士军,杨泽原,等. 异径圆管相贯线数学模型及其平面展开曲线逼近算法[J]. 机械设计,2017,34(7):34-37.
- [7] 郝树荫,王士军,崔林. 圆管相贯线接缝优化的等间距直线逼近算法的研究[J]. 制造技术与机床,2017(12):68-72.
- [8] 王道俊,王洪申. 空间自由曲线的相似性比较方法[J]. 机械制造与自动化,2021,50(4):112-114.

收稿日期:2021-10-11