

抽油机连杆的力学分析及结构改进

何 畏 王向涛 孙 宇 王钰文

西南石油大学机电工程学院,四川 成都 610500

摘 要:目前,我国油田闲置的异五型抽油机较多,由于本身结构设计存在缺陷且服役时间较长,其驴头、连杆等部位多出现裂纹或断裂。使用再制造技术对闲置的异五型抽油机进行结构改造,能够修旧利废,节约成本。因采用常规校核方法难以对连杆的连接部位进行计算,故运用有限元软件 ANSYS 对连杆原结构进行分析。分析发现原设计并不合理,连杆接头与中间管的连接处存在较大的应力集中。针对抽油机连杆存在应力集中、经常断裂的问题,提出了相应的改进措施,经过软件计算和实际检验,改进后的连杆效果良好。

关键词:抽油机;连杆;断裂;有限元;裂纹控制;再制造

DOI: 10.3969/j.issn.1006-5539.2013.03.020

0 前言

游梁式抽油机是有杆抽油系统的地面装置,由动力机、减速器、支架、四连杆机构和驴头等组成。减速器的旋转运动通过四连杆机构和驴头转换为抽油泵的上下直线运动,实现抽汲地下原油的目的。异五型抽油机缺点较明显,如平衡效果差,能耗高,长时间服役易出现驴头裂纹、连杆断裂等。目前,我国油田闲置的异五型抽油机较多,数量达 600 台,大多数已服役了 17 a 左右,由于该机型数量多,修旧利废能节约大量资金。异五型抽油机的再制造从驴头、游梁、配重、连杆和曲柄等多方面进行的,本文只研究连杆方面的受力情况和结构改进。

抽油机的工作原理决定了其各部件会承受周期性的交变载荷,因此部分部件长期工作后易发生疲劳损坏。抽油机各部件首先要有足够的强度和刚度,在抽油机的强度计算中,均以最大悬点载荷、最大冲程及最高冲次所组成的工况,对游梁、横梁、曲柄、连杆及支架等进行计算^[1]。这种计算方法一般能满足设计要求,但这种常规校核计算对部件某些部位的受力情况反映不够准确,如连杆接头芯杆和中间管的焊接处

就比较容易断裂。本文使用有限元分析软件 ANSYS 对连杆结构进行分析,并借助再制造技术提出改进方案。

1 连杆的载荷计算

游梁式抽油机游梁平衡受力示意图见图 1。抽油机连杆质量较轻,其运动产生的惯性力及惯性力矩较小。如果忽略连杆运动所产生的惯性力矩,则可认为连杆为二力杆^[2-3],设连杆受力为 P_L ,则:

$$P_L = \frac{A}{C \sin \beta} \left((P-B) - \frac{K_C}{A} Q_{游} \right) \quad (1)$$

式中: A 为游梁前臂长度,mm; C 为游梁后臂长度,mm; β 为 C 与 P 的夹角,称传动角,°; P 为悬点载荷值,kN; B 为摆动部件的自重折算作用在悬点处的载荷,kN; K_C 为游梁平衡块重心到游梁旋转中心的距离,mm; $Q_{游}$ 为游梁平衡块重量,kN。

对于常规游梁式抽油机,当曲柄逆时针旋转时, K 与 R 成一条直线时, β 角偏离 90° 最远,则:

$$\beta_0 = \arccos \left(\frac{C^2 + L^2 - (K+R)^2}{2CL} \right) \quad (2)$$

式中: β_0 为上冲程中偏离 90° 最远的 β 角(连杆与游梁

来稿日期:2012-11-08

基金项目:“石油天然气装备”省部共建教育部重点实验室开放基金(2006STS01)

作者简介:何 畏(1961-),男,四川南充人,副教授,学士,主要从事石油钻采设备的设计与研究。

的夹角); R 为曲柄半径, mm; L 为连杆长度, mm; A 为减速器输出轴到游梁旋转中心的距离, mm。

根据已知情况, 可以计算 $\beta_0=150.5^\circ$, 则连杆最大受力为:

$$P_{L\max} = \frac{A}{C \sin \beta_0} \left((P-B) - \frac{K_c}{A} Q_{\text{游}} \right)$$

$$= \frac{2\,095}{2\,000 \times \sin(150.5^\circ)} \times 51.76$$

$$= 110.13 \text{ kN}$$

连杆最小受力为:

$$P_{L\min} = \frac{A}{C \sin \beta} \left((P-B) - \frac{K_c}{A} Q_{\text{游}} \right)$$

$$= \frac{2\,095}{2\,000 \times \sin(90^\circ)} \times 27.61$$

$$= 28.92 \text{ kN}$$

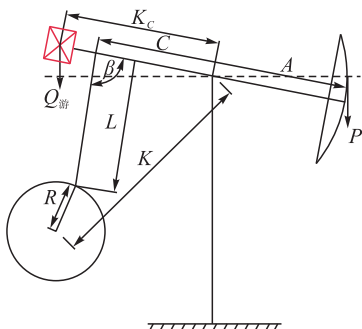


图1 游梁式抽油机受力示意图

2 连杆的断裂及分析

2.1 连杆的断裂形式及分析

连杆在抽油机的传动系统中, 上连接游梁, 下连接曲柄, 主要承受轴向交变载荷, 工作一段时间后, 会产生疲劳断裂, 断裂形式见图2~3^[4]。从图2~3中可见, 断裂位置为中间管的凹槽和连杆接头芯杆的连接处。通过对现场多根已产生裂纹但尚未断裂的连杆进行分析, 发现裂纹几乎都在中间管的凹槽和连杆接头芯杆的连接处产生, 并沿周向扩展, 可见连杆的结构设计存在较大问题。



图2 连杆断裂形式一



图3 连杆断裂形式二

将连杆接头和中间管的连接处沿截面剖开, 发现接头芯杆外表面和中间管内表面都是毛胚面, 芯杆装进中间管时中性差, 在实际工作中会产生附加应力。同时, 中间管两端切割出来的凹槽较粗糙, 难免出现许多微小裂纹, 在长期的交变载荷作用下, 连杆在该部位断裂的倾向更趋增大。

2.2 连杆的有限元分析

由于用常规校核方法难以对连杆的连接部位进行计算, 故运用有限元软件 ANSYS 对连杆原结构进行分析。先在三维造型软件 UG 中对连杆建模, 再把模型导入到 ANSYS 软件中进行计算。在连杆的建模过程中没有考虑连杆接头芯杆和中间管的不对中问题, 而是以完全对中的形式进行建模。由于需要在连杆接头芯子和外管的焊接处进行较密网格的划分, 所以只取连杆部分模型进行分析。对于受力形式为二力杆的连杆来说, 这样的简化是合理的, 且能减小有限元模型。使用 Solid45 单元, 采用自由网格划分方式, 并设置较小的单元尺寸以取得足够的计算精度^[5]。连杆的等效应力分析见图4~5。

有限元分析结果表明: 连杆受力最大时, 中间管端部的凹槽与连杆接头芯杆的连接处存在较大的应

最大位移(DMX)=0.035 262 mm
最小应力(SMN)=0.324 568 MPa
最大应力(SMX)=114.047 MPa

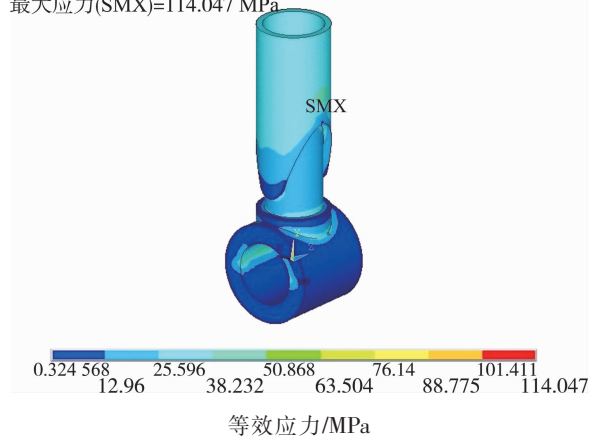


图4 连杆外部等效应力

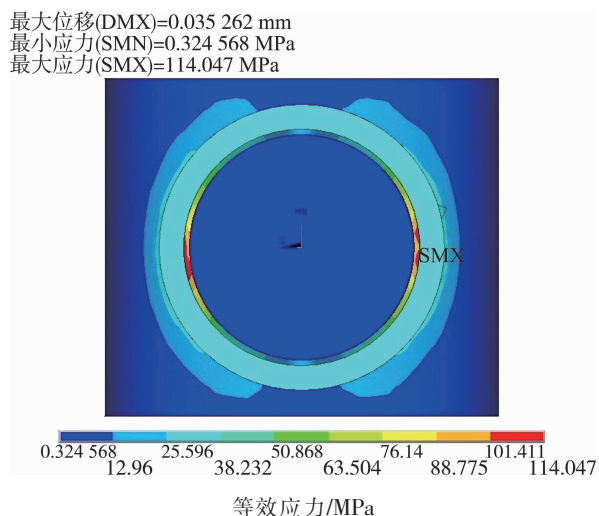


图 5 连杆内部等效应力

力集中,应力集中部位的应力较高,达到 114.05 MPa,而其余部位的应力为 20 MPa 左右;连杆受力最小时,应力集中部位的应力为 29.96 MPa。从图 4~5 中可见,应力集中区的位置和实际断裂位置一致。抽油机长时间运转,应力集中部位的材料首先产生疲劳裂纹源,并沿应力梯度线缓慢向外发展,直至裂纹发展到一定尺寸,裂纹扩展速度急速增加,产生宏观裂纹,最终造成连杆断裂^[6]。

连杆中间管两端割出凹槽后再与连杆接头焊接的目的是为了避免出现环形对接焊缝,但通过有限元分析可知,这样的设计不合理,导致应力集中部位的产生,且此部位经常产生疲劳断裂。这样一个存在应力集中的薄弱环形截面对弯矩的抵抗能力较弱。

2.3 连杆的疲劳寿命计算

在零件的最大应力位置和方向不变的情况下,将可直接使用最大载荷时的应力与最小应力相减,得出零件应力变化幅值,进而采用 S-N 疲劳寿命曲线评价方法对结构的疲劳寿命进行评价。对于钢材的疲劳和材料的拉伸特性之间的关系有特别成熟的经验关系式如下^[7]:

$$\frac{S}{S_u} = K \cdot \lg(N) + b \quad (3)$$

式中: S 为名义应力值,MPa; S_u 为抗拉极限强度,MPa; N 为材料疲劳寿命,次; K 、 b 为材料常数。

a) 当 $S_u < 1\ 400$ MPa 时, $S_6 = S_e = 0.5S_u$ (S_6 即疲劳寿命为 10^6 的材料名义应力值);

b) $S_3 = 0.9S_u$ (S_3 即疲劳寿命为 10^3 的材料名义应力值)。

由此可得, $K = -2/15$, $b = 13/10$, 即 $S/S_u = -2/15 \cdot \lg(N) + 13/10$, 则:

$$N = 10^{(13/10 - S/S_u) \cdot 15/2} \quad (4)$$

由抽油机连杆的结构和受力形式可知,采用上述疲劳强度计算方法是合适的,连杆中间管所使用的材料为 Q235-B,其抗拉强度 $S_u = 375$ MPa,又 $S = 114.04 - 29.96 = 84.08$ MPa,由式(4)计算得 $N = 10^{(13/10 - S/S_u) \cdot 15/2} = 115\ 478\ 198$ 次,约合 36.6 a。抽油机连杆的现场使用寿命远低于其理论寿命,说明应力集中只是连杆断裂的重要原因之一,连杆接头和中间管的不对中以及存在于接头处的微裂纹降低了结构疲劳强度,大大加速了连杆的断裂。

3 改进措施

再制造就是采用新技术、通过更换新部件、实施表面修复或者改变部分结构使损坏的设备恢复甚至提升使用功能,达到甚至超越原设备的技术标准,形成新产品。它必须以具有再制造价值的现有设备(损坏的、报废的、闲置的、在用的)为载体,采用新技术和新工艺对设备进行再制造,再制造设备能够像新产品一样进入市场流通,在原地或者异地使用。

焊接工艺是再制造过程中使用的主要工艺之一,而焊接结构的破坏往往起源于焊接接头区,这除了受材料选择、焊接结构的制造工艺影响外,还与焊接接头的设计有关。很明显,用于此连杆的焊接材料广泛用于其他部位,少有开裂的现象,因此排除材料不合格的因素。为解决连杆的断裂问题,采取了下面改进措施^[8-10]。

3.1 接头处设计与制造工艺的改进

现场经验表明,连杆的两个接头在正常使用中基本不会损坏,因此,断裂的连杆只需更换中间管即可。

a) 改用截面尺寸更大的连杆中间管。以前的截面尺寸为外径 $\Phi 76$ mm,内径 $\Phi 63$ mm;改变后的尺寸为外径 $\Phi 76$ mm,内径 $\Phi 59$ mm。中间管截面尺寸的增加能够提高中间管与连杆接头焊接部位的强度,降低连杆截面应力。对新的连杆中间管两端进行精加工,提高其与连杆接头的配合精度,同时消除潜在微小裂纹。新的连杆中间管见图 6。



图 6 改进后连杆中间管

b) 改变连杆接头与中间管的连接方式。中间管的两端不再割出凹槽,同时打磨连杆接头芯杆,使其直径小于中间管内径,即 $\phi 59$ mm,这样可使中间管不与接头芯杆焊接而直接与接头凸台焊接,见图7。



图7 连杆接头与中间管焊接图

3.2 焊接裂纹的控制及检测

a) 焊前预热能够使焊件在焊后降低冷却速度,一定程度上降低残余应力及材料的淬硬性。

b) 焊接材料要妥善保管,焊前必须严格烘干,进行保温,同时要保持焊接材料的清洁。

c) 控制焊接参数(电流、焊速、焊丝直径)及焊缝成型。

d) 利用超声波对焊接处进行裂纹缺陷检测,检测出存在焊接裂纹的连杆不得使用,必须进行返工或报废处理。

改造后的连杆在使用中性能良好,没有再出现开裂现象。对改进后的连杆进行有限元分析,结果表明:改进后的连杆结构能消除应力集中,大大降低连接处的应力水平,有效预防连杆断裂;在连杆受力最大时,连杆接头和中间管的连接部位应力最高为 39.3 MPa,改进后的连杆等效应力分析见图8。连杆受力最小时,连杆接头和中间管的连接部位应力最高为 10.25 MPa。

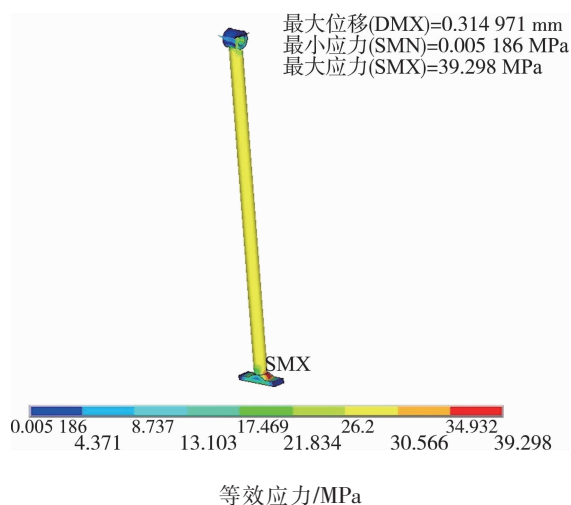


图8 改进后连杆等效应力

由式(4)计算改进后的连杆疲劳寿命为 $N=1\ 475\ 706\ 533$ 次,约合 467.9 a。理论计算和实际使用都表明,改进后的连杆性能良好。

4 结论

a) 经过有限元分析,证明连杆原结构设计缺陷是引起连杆断裂的主要原因,焊接质量、加工工艺是次要原因。

b) 改进后的连杆消除了应力集中,提高了连杆接头和中间管的配合精度,能够有效抑制焊接裂纹的产生,大幅降低了连接部位的应力水平,使连杆强度高、寿命长。

c) 再制造技术的运用能够使闲置、废旧的部件和机械重新得到使用,再制造的费用相对于采购新机低廉许多,降低了生产成本。

参考文献:

- [1] 张建军,李向齐,石慧宁.游梁式抽油机设计计算[M].北京:石油工业出版社,2005.68-69.
Zhang Jianjun, Li Xiangqi, Shi Huining. Design Calculation of Beam Pumping Units [M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2005. 68-69.
- [2] 郭亦炯,刘卓钧.抽油机[M].北京:石油工业出版社,1994.234-236.
Wu Yijiong, Liu Zhuojun. The Pumping Unit [M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 1994. 234-236.
- [3] 蒯圣廷,陈应华,喻开安.异相型抽油机连杆的优化设计[J].钻采工艺,2002,25(1):71-72.
Kuai Shengting, Chen Yinghua, Yu Kaian. Optimizing Design of Link-Bar on Pumping Units [J]. Drilling and Production Technology, 2002, 25(1): 71-72.
- [4] 罗仁全,张学鲁,于胜存,等.游梁式抽油机节能机理及其典型构件分析[M].东营:中国石油大学出版社,2007.147-149.
Luo Renquan, Zhang Xuelu, Yu Shengcun, et al. Analysis of Energy-Saving Mechanism and Typical Components of Beam Pumping Units [M]. Dongying: China University of Petroleum Press, 2007. 147-149.
- [5] 薛凤先,胡仁喜,康士廷,等. ANSYS12.0 机械与结构有限元分析从入门到精通[M].北京:机械工业出版社,2007.201-209.
Xue Fengxian, Hu Renxi, Kang Shiting, et al. ANSYS12.0 Mechanical and Structural Finite Element Analysis from Entry to the Master [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2007. 201-209.

- [6] 周 群,张建成,那连仲.CYJ5-1-8-18HPF 抽油机驴头喉口开裂原因分析及改进措施[J]. 新疆石油科技,2008,1(18):35-36.
- Zhou Qun,Zhang Jiancheng,Na Lianzhong. Crack Reason Analysis and Improvement Measures of the CYJ5-1-8-18HPF Pumping Unit Horsehead Throat [J]. Xinjiang Petroleum Science and Technology,2008,1(18):35-36.
- [7] 张宏志,盛选禹. 双驴头抽油机支架疲劳强度分析[J]. 机电工程技术,2008,37(1):79-81.
- Zhang Hongzhi,Sheng Xuanyu. Fatigue Life Analysis of Supporter of Dual Horse Beam Pumping Unit [J]. Mechanical and Electrical Engineering Technology,2008,37(1):79-81.
- [8] 张有渝,谢 兵.管件和钢管几何尺寸偏差及其对组焊质量影响的分析[J]. 天然气与石油,2008,26(2):24-27.
- Zhang Youyu,Xie Bing. Analysis of Pipe Fittings and Pipe Size Deviation and its Effect on Welding Quality [J]. Natural Gas and Oil,2008,26(2):24-27.
- [9] 龙婷婷,尹 恒,李 渡,等.某集输气管道工程焊缝裂纹分析[J]. 天然气与石油,2010,28(6):3-5.
- Long Tingting,Yin Heng,Li Du,et al. Weldcrack Analysis of a Gas Transmission Pipeline Project [J]. Natural Gas and Oil,2010,28(6):3-5.
- [10] 邓 托. 焊接裂纹的成因及控制[J]. 南通航运职业技术学院学报,2007,6(3):66-67.
- Deng Tuo. Causes and Control of Weldcrack [J]. Journal of Nantong Vocational and Technical Shipping College,2007,6(3):66-67.

