

基于有限元分析的泥浆泵泵体结构优化设计

王建平¹, 赵冬冬², 史文涛³, 刘何佳¹

(1. 河南理工大学 机械与动力工程学院, 河南 焦作 454000; 2. 济源职业技术学院 机电系, 河南 济源 454650;
3. 焦作制动器(集团)有限责任公司, 河南 焦作 454000)

摘要: 研究泥浆泵泵体的应力分布, 并根据分析结果对泵体结构进行优化设计, 以提高泥浆泵的功率等级. 首先, 对1600HP型泥浆泵泵体基于1800HP工况的最大受力条件进行有限元分析. 经过初步分析后, 发现泵体的前连接板和主墙板发生应力集中, 不满足材料的强度要求. 据此对泵体结构进行优化设计, 使其强度满足1800HP工况的强度要求, 从而达到在不增加泥浆泵总体积和总重量的基础上提高泥浆泵的功率等级. 优化后的1600HP型泥浆泵泵体满足1600HP到1800HP不同的工况条件, 只需更换相应电机就能够适应钻井深度的增加, 而且不需要进行相应吊装设备、辅助管网等装备的更换, 有效地降低了陆地钻井平台的成本, 提高了经济效益.

关键词: 泥浆泵; 泵体; 有限元分析; 优化设计; 经济效益

中图分类号: TE926 **文献标志码:** A **文章编号:** 1672-9102(2014)01-0029-04

The structure optimization design of mud pump case based on finite element analysis

WANG Jian-ping¹, ZHAO Dong-dong², SHI Wen-tao³, LIU He-jia¹

(1. School of Mechanical and Power Engineering, Henan Polytechnic University, Jiaozuo 454000, China;

2. Department of Mechanical and Electronic, Jiyuan Vocational and Technical College, Jiyuan 454650, China;

3. Jiaozuo Brake Incorporated Company Limited, Henan, Jiaozuo 454000, China)

Abstract: To improve the overall capability of mud pump, the stress distributions of pump body was analyzed, and the pump case structure was optimized. The three-dimensional finite element method was adopted to analyse the stress and strain on 1600HP mud pump case, based on the 1800HP mud pump maximum load conditions. The preliminary analysis showed that the stress concentration locate in the front connecting plate and the side plate, which didn't meet the material strength. The pump case was optimized to meet the required 1800HP condition according to the results of analysis. Without increasement of the total volume and total weight, the mud pump's power grade was improved. The optimized mud pump can meet the conditions from 1600HP to 1800HP. Not only suit the change of drilling depth, lifting equipment and auxiliary pipe network equipment are not replaced, the cost of land rig is reduced greatly, the economic benefit is improved.

Key words: mud pump; pump bod; finite element analysis; structural optimization; economic benefit

泥浆泵是石油钻机的核心部件, 同时对钻井液循环起到关键作用. 钻井时, 泥浆泵通过高压向井下输送大量液体, 作为井底钻具的动力液, 辅助钻头钻进, 同时携带出岩屑, 冷却钻头. 在不同种类的

泵中, 往复式泥浆泵由于具有能在高压下输送大比重、高含沙量、高粘度液体的特性, 因而被广泛的应用在油田钻井作业中^[1-2].

随着钻井深度不断增加, 当原有泥浆泵由于功

率低,不能满足生产要求时,就需要更换大功率的泥浆泵.而现有不同规格的泥浆泵,随着功率的提高,不仅泵本身体积、重量增大,而且在更换泥浆泵时,需要进行相应的吊装设备、辅助管网等装备的更换,造成成本极大提高.为改变这种现状,本文通过对泥浆泵泵体进行优化设计,在不增加泵体体积和重量的基础上,提升泥浆泵的功率.

根据 1800HP 工况的受力条件,分析和计算泵体在该工况下的载荷.对 1600HP 型泥浆泵泵体基于 1800HP 工况下进行静力分析,分析计算泵体的应力及其分布情况,并判断泵体的危险和安全部位.根据有限元计算结果对 1600HP 型泥浆泵泵体进行结构优化设计,使其满足 1800HP 的工况条件,提高泥浆泵的工作性能.

1 泵体的有限元模型

1600HP 型泥浆泵采用钢板焊接结构,其几何模型如图 1 所示.在建立泥浆泵几何模型时,对部分特征做一些适当的简化,结构的有效简化是有限元计算能否成功的关键^[3].泵体由左右主墙板、前墙板、箱顶板、前连接板、底板和底座组成.泵体内部由于结构上的需要,有支承筋、加强筋等零部件.

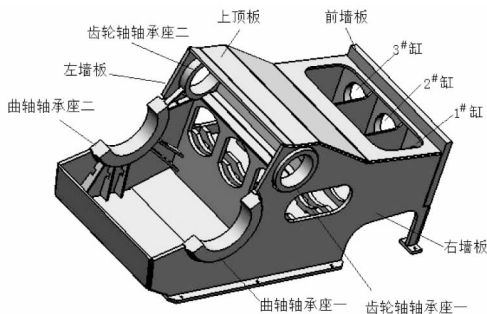


图 1 1600HP 型泥浆泵三维模型

1.1 划分网格

网格划分是建立有限元模型的一个重要环节,所划分的网格形式对计算精度和计算规模将产生直接影响.泥浆泵泵体是一个形状比较复杂的不规则空间结构体,而六面体单元可以用较小的计算代价得到较高的精度^[4].综合考虑,泵体有限元分析模型网格中主要使用六面体单元,但在过渡区域允许出现楔形(三棱柱)单元.即单元类型以 C3D8R 为主,C3D6 为辅,单元总数为 1 033 697,节点总数为 1 291 482.

1.2 边界条件和材料属性

1600HP 型泥浆泵泵体普遍采用螺栓固定在底座上,底座和地面直接接触,为方便泥浆泵转移.泥浆泵底座对泵体形成一个力矩以平衡作用在小齿

轮轴上的驱动力矩,固定方式为螺栓连接^[5].所以在确定泵体边界条件时约束泵体底板的全部自由度.

表 1 泵体的材料属性

材料	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(kg/m ³)	屈服极限/MPa	抗拉强度/MPa
Q235A	206 000	0.270	7 860	235	375
ZG230-450	206 000	0.270	7 830	243	450
16Mn	200 000	0.300	7 850	343	490

1.3 载荷工况和简化

泥浆泵泵体承受着 3 个活塞的交替作用力,通过前墙板与液力端阀箱上的螺栓把活塞的推力传递给前墙板,由齿轮轴和曲轴对主墙板轴承座的作用力与之平衡.3 个活塞缸按 120°交替循环工作,一个活塞缸处于最大工作行程时,另外 2 个缸以一定的重叠系数工作着,本论文按 2 缸同时满负荷工作计算.

相应的集中力按公式 $P = \frac{5F}{6RL} \cos(1.5\theta)$ (其中 F 为相应的集中力, R 为轴承座的孔半径, L 为轴颈和轴承座接触的宽度) 载荷分布范围为集中力方向对称 60°,具体加载情况见图 2.

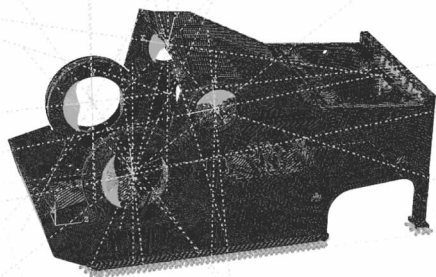


图 2 泥浆泵泵体的加载情况

2 泵体的有限元分析结果

三缸单作用泥浆泵泵体承受着 3 个活塞交替变化的作用力,当 3 个活塞缸处于不同的工作行程时,泵体的应力分布不同,因此需要对泵体在不同的工况下进行应力分析.一个缸处于满负荷工作时,另外 2 个缸以一定的重叠系数工作着,当 1,2 缸受力时,左右两墙板受力不同,应力分布更不均匀,因而更危险^[6].本文主要分析 1,2 缸处于工作行程时,泥浆泵泵体的应力分布情况.

根据有限元计算结果,如图 3 所示,泵体的最大 Mises 应力发生在前连接板的过渡圆角处,其值为 281.7 MPa,前连接板材料为 Q235,屈服强度 $[\sigma] = 235$ MPa,最大 Mises 应力大于材料的屈服

强度,发生应力破坏.泵体墙板在与曲轴轴承座焊接端部也发生应力集中,最大 Mises 应力为 218.5 MPa,其材料为 Q235,安全系数 $n = 235/218.5 = 1.08$,安全系数过小,不满足强度要求.

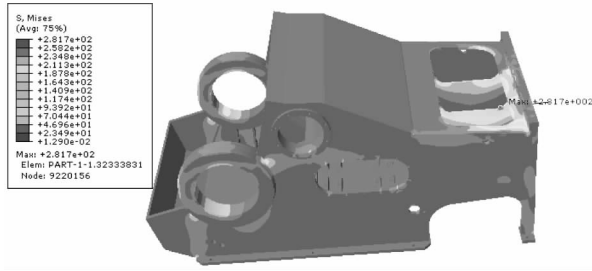


图3 泵体应力分布

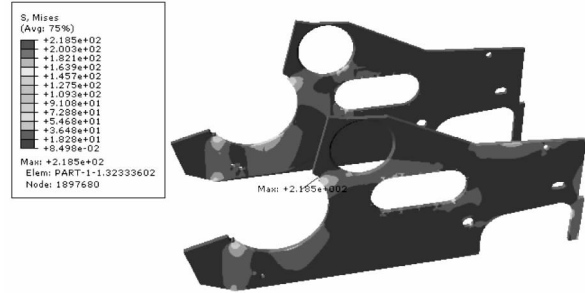


图4 主墙板应变分布图

3 泵体的结构优化

3.1 前连接板的结构优化

根据有限元静力分析结果,前连接板过渡圆角处的应力集中最大,此处正是前连接板发生应力破坏的部位.要提高前连接板的可靠度,必须设法降低圆角的应力,因此,将提高可靠度问题,先变成圆角部位最大应力为最小的优化问题,然后再求最大可靠度^[7].

1) 设计变量的确定

前连接板结构参数的优化确定,要综合考虑到强度、刚度、重量以及工作可靠性的要求,优化参数之间往往都是相互矛盾的.比如,可以通过改变前连接板的材料、厚度以及圆角来降低应力,但是增加厚度会使前连接板的结构尺寸增大,重量增加,并且减小前箱体的空间,厚度必须选取合适的值.目标函数对各设计变量具有不同的灵敏度,所以一般需要灵敏度高的设计变量来求得最优解^[8-9].综上所述,本论文以前连接板的材料和过渡圆角半径为设计变量.

$$X = [X_1, X_2]^T. \quad (1)$$

其中, X_1 为前连接板的材料, X_2 为过渡圆角半径.

2) 目标函数的确定

目标函数是以设计变量来表示设计所要追求

的某种性能指标的解析式^[10].由于前连接板发生应力破坏,可靠度不足,所以优化的目标是使前连接板的可靠度最大,则目标函数为

$$Z = \max F(X) = \max \left(\frac{[\sigma_n]}{[\sigma]} \right). \quad (2)$$

其中, $n = 1$ 或 2, Q235 的屈服强度 $[\sigma_1]$ 为 235 MPa, 16Mn 的屈服强度 $[\sigma_2]$ 为 343 MPa.

3) 约束条件的确定

前连接板的材料 X_1 为 Q235 或 16Mn; 过渡圆角半径 $80 \text{ mm} \leq X_2 \leq 260 \text{ mm}$; 前连接板的可靠度 $[\sigma_n]/[\sigma] \geq 1.5$.

利用有限元软件分别计算出前连接板材料为 Q235 和 16Mn 时,最大应力随圆角半径 R 的变化,再求出前连接板相应的可靠度.根据计算结果,材料为 Q235 和 16Mn 时,前连接板的安全系数随圆角半径变化如图 5 所示.可知,材料 Q235 在过渡圆角半径允许的范围内均达不到前连接板的可靠度要求.因此,前连接板的材料改为 16Mn,当过渡圆角半径为 260 mm 时,安全系数为 1.55,满足强度要求.

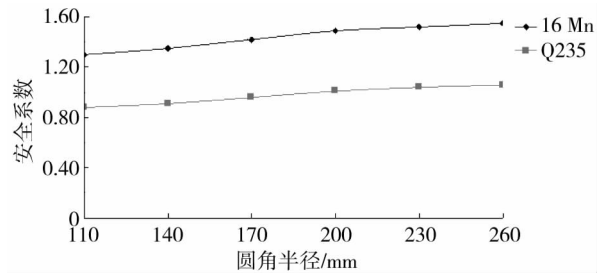


图5 过渡圆角半径对安全系数的影响

3.2 主墙板的结构优化

根据有限元静力分析结果,主墙板在与轴承座焊接端部发生应力集中,此处正是主墙板发生应力破坏的部位.由于过渡圆角可以有效地降低应力集中,可以通过改焊接端部为过渡圆角,以提高主墙板的可靠度.

1) 设计变量的确定

本文以主墙板过渡圆角半径为设计变量.

$$X = [X_n]^T. \quad (3)$$

其中, X_n 为过渡圆角半径.

2) 目标函数的确定

由于主墙板发生应力破坏,可靠度不足,所以优化的目标是使主墙板的可靠度最大,则目标函数为

$$Z = \max F(X) = \max \left(\frac{[\sigma_1]}{[\sigma]} \right). \quad (4)$$

其中, Q235 的屈服强度 $[\sigma_1]$ 为 235 MPa.

3) 约束条件的确定

主墙板与曲轴轴承座焊接端部过渡圆角半径 $14 \text{ mm} \leq X \leq 23 \text{ mm}$; 主墙板的可靠度 $[\sigma_1]/[\sigma] \geq 1.5$.

利用有限元软件分别计算出主墙板最大应力随圆角半径 R 的变化, 再求出前连接板相应的可靠度. 根据计算结果, 主墙板的安全系数随圆角半径变化如图 6 所示. 可知, 主墙板在过渡圆角半径为 26 mm 时, 最大 Mises 应力为 155.3 MPa, 安全系数为 1.51, 满足强度要求.

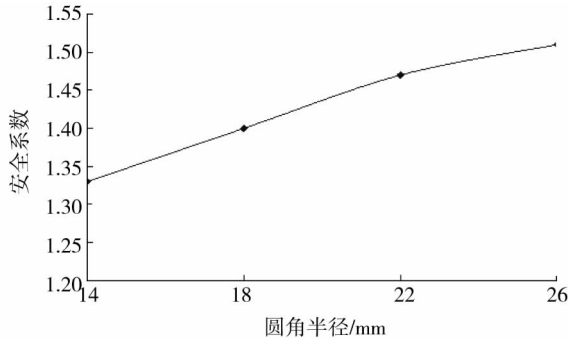


图 6 过渡圆角半径对安全系数的影响

4 结论

1) 通过对 1600HP 型泥浆泵的泵体基于 1800HP 工况下的最大受力条件进行有限元分析, 结果发现泵体前连接板和主墙板发生应力集中, 其中前连接板发生应力破坏, 主墙板的安全系数过低, 均不满足材料的强度要求.

2) 根据分析结果对泵体结构进行优化设计, 优化后的泥浆泵满足 1600HP 到 1800HP 不同的工况条件, 只需更换相应电机就能够提高泥浆泵的功率等级, 并能够适应钻井深度的不断改变, 减少了泥浆泵及吊装等设备的安装和更换次数, 极大地降低了陆地钻井平台的成本.

参考文献:

- [1] 杨琴. 国内外钻井泥浆泵发展概况[J]. 机械工程师, 2008, 10: 63 - 64.
- [2] 焦清朝, 刘永勤, 齐然. 国内外轻便泥浆泵的现状与发展趋势[J]. 石油矿场机械, 2004, 33(增刊): 28 - 31.
- [3] Kopuz S, Lalor N. Analysis of interior acoustic fields using the finite element method and the boundary element method[J]. Applied Acoustics Volume, 1999, 45(3): 193 - 210.
- [4] 杜平安. 有限元网格划分的基本原则[J]. 机械设计与制造, 2000(1): 34 - 36.
- [5] 郭绍波. F-1600 往复式泥浆泵机体有限元分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2011.
- [6] 张庆元, 陈如恒, 蒲荣春, 等. 钻井泵机架的结构设计及应用[J]. 石油学报, 2000, 21(2): 83 - 87.
- [7] 诸葛良, 李爱军, 王明武. 基于三维有限元分析的曲轴圆角优化设计[J]. 内燃机工程, 2002, 23(2): 47 - 50.
- [8] 张武, 陈剑, 夏海. 基于灵敏度分析的发动机悬置系统稳健优化设计[J]. 汽车工程, 2009, 31(8): 728 - 732.
- [9] 李曼丽, 杨志兵. 基于有限元分析的结构优化设计方法的研究[J]. 制造业自动化, 2013, 35(9): 123 - 126.
- [10] 陈龙, 郑永生. 最优方案非统计原理在轴承优化设计中的应用[J]. 哈尔滨轴承, 2006, 27(2): 3 - 5.