

文章编号: 1673-9469(2010)04-0062-03

基于有限元分析的电动机底座结构的优化设计

吴炳胜, 邵会超

(河北工程大学 机电学院, 河北 邯郸 056038)

摘要: 借助 Ansys 有限元分析软件, 建立防爆电机底座结构优化设计的参数化模型, 以底座的重量为目标函数对底座结构进行优化。优化过程中考虑它所受应力约束、位移约束, 并对优化前后的位移和应力进行对比。优化结果表明, 优化后位移和应力值有所增大, 但在使用允许值范围内, 优化后使底座在正常、稳定运行的情况下的重量大大减轻, 从而为批量生产节约大量原材料, 对降低生产成本, 创造更高的经济效益有着重要的现实意义。

关键词: Ansys; 底座; 结构优化设计

中图分类号: TM341

文献标识码: A

Optimal design of the motor base structure by the finite element analysis

WU Bing-sheng, SHAO Hui-chao

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Hebei University of Engineering, Hebei Handan 056038, China)

Abstract: The optimization design parameter model of the base of explosion-proof motor has been established by using the finite element analysis software Ansys. Structure of the base has been optimized as well as the weight of the base as the objective function, during the optimization process, considering the stress constraints and the displacement constraints that the base suffered, and the integrated displacement and stress before and after optimization were compared with each other. The result shows that the displacement and stress have increased in permitted range after optimization. The result of optimization reduced greatly weight of the base in the case of the normal, stable operation, thus it could save a lot of raw materials for the mass production and it has important practical significance for lower production cost and could create higher economic benefit.

Key words: Ansys; base of electric motor; the optimal design of structure

防爆电机是一种可以在易燃易爆场所使用的特种电机, 最大的特点就是在运行时不产生电火花。防爆电机的底座是电机中十分重要的部件, 它在各种工况下承受着巨大的载荷, 若局部的应力过高会导致结构破坏, 甚至会引起主轴非正常摆动和机组强振, 缩短电机使用寿命, 同时带来重大损失。

传统的设计方法是采用材料力学的简化计算与经验设计相结合的方法来决定其强度, 虽然这种设计方法经过实践证明具有一定的可靠性, 但存在设计周期长、结构欠合理、设计过于保守、余量偏大等弊端, 这样造成底座过于笨重, 且由于钢

材的大量使用, 使得其成本偏高, 导致产品缺乏竞争力, 所以有必要在保证其使用性能的前提下, 对其结构进行轻量化设计。本文采用 ANSYS 有限元分析软件, 通过对底座板厚的优化设计, 在满足刚度和强度要求下以底座的重量最小为目标, 建立底座的有限元模型, 并利用其优化功能模块进行优化处理, 为防爆电机的底座优化设计提供参考。

1 有限元模型的建立

在底座的优化设计过程中采用大型通用有限元分析软件 ANSYS11.0, 在满足工作要求的情况

收稿日期: 2010-08-20

作者简介: 吴炳胜(1956-), 男, 河北肃宁县人, 教授, 从事机电工程和矿山机械方面的研究。

下,对底座结构进行优化设计。

优化过程中以底座重量为目标函数,以底座上下钢板和加强筋的厚度为设计变量,取其所受应力为状态变量。将设计变量的参数值设定为底座优化前钢板厚度的初始值,可建立得到优化前底座的参数模型。底座材料为 Q235A,其屈服极限为 235MPa,在静载下比例极限可以取 200MPa,考虑安全系数后,得到强度极限为 113MPa。弹性模量 E 为 196~216GPa,泊松比 μ 在 0.25~0.33 之间,分析中取 $E=2.1 \times 10^{11}$, $\nu=0.33$ 。对底座进行强度分析时,用自由网格划分方法,利用 solid45 四面体等参单元对底座进行有限元网络的自动参数化处理。底座有限元网络如图 1 所示,共计 27 719 个节点,86 771 个单元。

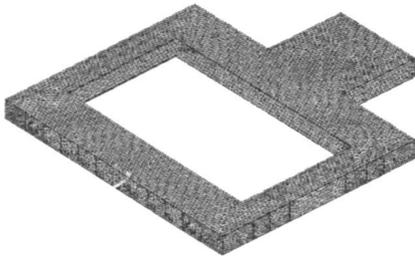


图1 底座有限元模型

Fig.1 Finite element model of the base

2 电机底座的结构优化

优化过程中取电机底座的重量为目标函数,底座结构主要参数:上板厚度为 20mm;下板厚度为 20mm;短加强筋厚度为 15mm;长加强筋厚度为 15mm。对底座结构进行优化设计,定义如下参数:

(1) 目标函数 OBJ : 重量 WT 最轻。(2) 设计变量 DV : $0.005\text{ m} < UP, DOWN < 0.03\text{ m}$ ($UP, DOWN$ 为定义的上下板厚的参数)。 $0.005\text{ m} < DJ, CJ < 0.02\text{ m}$ (DJ, CJ 为定义的短加强筋、长加强筋的参数,对于结构分析 DV 的下限必须大于 0,故分析时,结合工程实际假设均大于 5mm)。(3) 状态变量 SV : $SMAX_{Q235A} < 113\text{ MPa}$, 变形量 $UMAX < 3\text{ mm}$ 。

通过选用 ANSYS 零阶优化方法对底座进行优化设计,迭代 18 步,第 11 步可寻到最优解。表 1 给出其中 3 步的迭代过程,图 2 给出机座重量随着迭代步数变化曲线。

表 1 迭代过程表

Tab. 1 Iterative process table

| | SET 9 | SET 10 | *SET 11 |
|------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| $SMAX/\text{Pa}$ | 1.3483×10^7 | 1.3619×10^7 | 1.3529×10^7 |
| $UMAX/\text{Pa}$ | 1.4722×10^{-4} | 1.4409×10^{-4} | 1.4316×10^{-4} |
| DJ/m | 5.1142×10^{-3} | 5.0010×10^{-3} | 5.0344×10^{-3} |
| CJ/m | 5.0562×10^{-3} | 5.0373×10^{-3} | 5.0324×10^{-3} |
| UP/m | 5.4308×10^{-3} | 5.1376×10^{-3} | 5.0749×10^{-3} |
| $DOWN/\text{m}$ | 5.0698×10^{-3} | 5.0558×10^{-3} | 5.0523×10^{-3} |
| WT/kg | 1 309.5 | 1 290.2 | 1 285.6 |

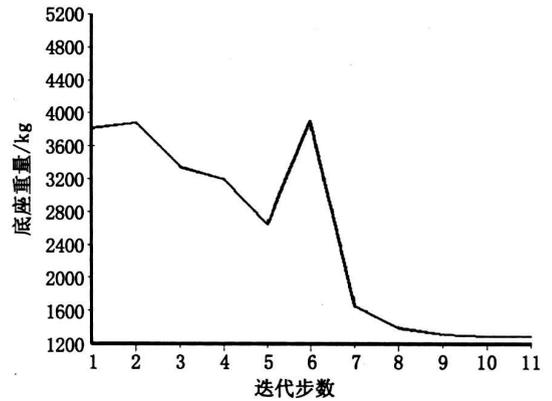


图2 目标函数(底座重量)随迭代数变化曲线

Fig.2 Curve of the objective function changes with iteration

从表 1 和图 2 可以看出:(1) 在满足状态变量 SV 的条件下,优化后上板厚度 (UP) 为 5.07mm,下板厚度 ($DOWN$) 为 5.05mm,长加强筋厚度 (CJ) 为 5.03mm,短加强筋厚度 (DJ) 为 5.03mm。(2) 从目标函数(机座重量 kg) 随迭代数变化曲线看出,优化收敛效果较好。(3) 机座重量从优化前的 3 814.2kg,有效降低到 1 285.6kg,重量减轻 66.3%。

3 优化前后应力和位移对比分析

图 3 为优化前综合位移图和等效应力云图,可以看出:(1) 优化前,在静载条件下,底座最大综合位移为 29.4 μm 。(2) x 向位移在三坐标方向中变形最大,发生在长加强筋上,最大变形量为 6.5 μm 。(3) 分布载荷作用区域下面加强筋变形较其它位置要大。(4) 在静载条件下,机座最大等效应力为 9.71MPa,发生在上板。(5) z 向应力在三坐标方向中应力最大,也发生在上板上,最大应力值为 5.68MPa。

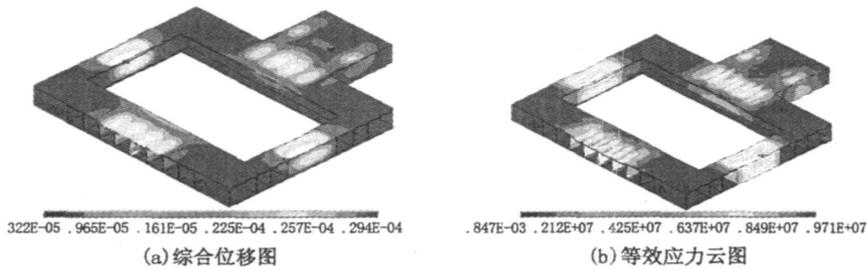


图3 优化前综合位移和应力

Fig. 3 Integrated displacement and stress before optimization

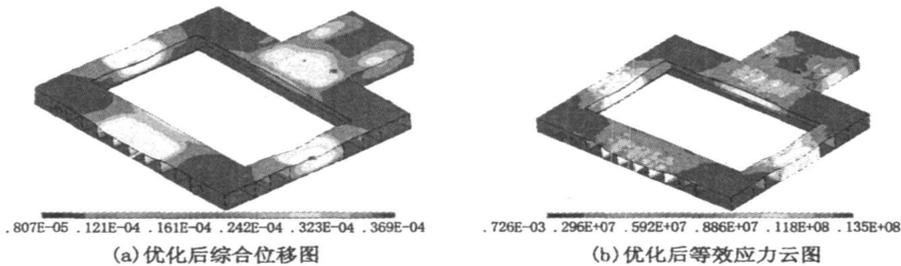


图4 优化后综合位移和应力

Fig. 4 Integrated displacement and stress after optimization

图4为优化后底座综合位移量和等效应力,可以看出:(1)变形和应力分布规律与优化前相似,满足使用要求。(2)优化后综合位移为 $36.9\mu\text{m}$,等效应力为 13.5MPa 。优化后位移和应力均比优化前有所增大,但在不影响使用的允许值范围内,而目标函数机座重量却得到很大降低,这为其创造更好的经济效益奠定了基础。

4 结论

1)通过优化设计,机座重量从优化前的 $3\,814.2\text{kg}$,有效降低到 $1\,285.6\text{kg}$,重量减轻约 66% 。优化效果良好,节约了原材料,对降低产品成本有显著效果。

2)由于ANSYS分析法解决优化问题时可以避免计算机编程和烦杂的计算而得到最优解,且计算误差完全可以满足工程设计要求,故可广泛应用于各工程优化设计领域。

参考文献:

- [1] 小飒工作室. 最新经典 ANSYS 及 work bench 教程[M]. 北京: 电子工业出版社, 2004.
- [2] 刘涛. 精通 ANSYS[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [3] 梁尚明, 罗伟, 徐俊光, 等. 摆动活齿减速器的有限元模态分析[J]. 机械设计, 2004, 20(1): 26-28.
- [4] 郭仁生, 苏君, 卢洪生. 优化设计应用[M]. 北京: 电子工业出版社, 2003.
- [5] 杨荣柏. 机械结构分析的有限元法[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 2001.
- [6] 张澄, 沈鹏, 洪英, 等. 大型双克令吊起重柱基座设计及三维有限元强度分析研究[J]. 造船技术, 2000, (2): 20-25.
- [7] 王元清, 邢继胜, 李吉勤, 等. 海河蚌埠桥大吨位支撑构件模型有限元分析[J]. 河北工程大学学报(自然科学版), 2009, 26(3): 1-3.

(责任编辑 马立)