

中心传动球磨机排料口结构强度建模与分析

蒋新萍^{1,2} 周 泉³ 袁 锋^{1,2}

(1. 常州轻工职业技术学院, 常州, 213164; 2. 常州市数字化设计重点实验室, 常州, 213164;

3. 常州大学机械工程学院, 常州, 213016)

摘要: 针对中心传动球磨机爪型传动件的薄弱结构, 利用 UG NX 软件集成的三维设计模块和 NASTRAN 模块建立出料端组件装配体模型, 并对其进行有限元分析。原始模型的分析结果显示其最大 Von mises 应力高于材料的屈服强度, 结构的薄弱点在爪柱与十字槽圆盘连接处。两种改进模型 A 和 B 都能有效提高排料口的结构强度。数据表明模型 B 质量轻, 所受应力也小于模型 A, 圆锥面加圆柱面的过渡连接更符合实用要求, 为后续的优化设计提供依据。

关键词: 中心传动球磨机; 排料口; 静力学分析; 模型改进

中图分类号: TD453

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2012)06-0959-04

Structural Strength Modeling and Analysis of Discharge Opening of Center Drive Mill

Jiang Xinping^{1,2}, Zhou Quan³, Yuan Feng^{1,2}

(1. Changzhou Light Industrial Vocational Technical College, Changzhou, 213164, China;

2. Changzhou City Key Laboratory of Digital Design, Changzhou, 213164, China;

3. School of Mechanical Engineering, Changzhou University, Changzhou, 213016, China)

Abstract: Aiming at the weak structure of transmission parts of center drive mill claw, the finite element analysis is conducted by the use of three-dimensional modeling and NASTRAN modules integrated in UG NX software. Analysis on the original results shows that the max Von mises stress is higher than the material yield stress, and the weak point of original structure appears on the connection between claw columns and cross slot. Both improved models A and B can significantly improve the structural strength. Data show that the quality of model B is light, and the stress of model B is less than that of model A, which indicates that the transitional connection between conical and cylindrical surface meets the practical requirements, thus providing the basis for subsequent optimization.

Key words: center drive mill; discharge opening; static analysis; model improving

球磨机是物料破碎后将块状物料细化制粉过程中的关键设备, 在矿产、水泥等行业发挥着重要作用。目前, 国内外球磨机结构最新研究可分为边缘传动类和中心传动类。边缘传动的球磨机效率低, 普遍存在耗电量大、耗油量高的问题, 采用中心传动系统的球磨机可以实现电机的无负载启动、实现能量的柔性传递, 改善球磨机工作性能^[1-2], 是一

种新型节能环保的球磨机, 引领着球磨机的最新发展趋势。有限元分析作为一种高效的数值分析方法, 不少学者将其运用于球磨机整体或局部设计和分析。

P Jonsén 等^[3]建立了衬板的有限元模型和介质的离散单元模型, 将两种模型结合, 预测球磨机和衬板的接触应力。沈新普等^[4]应用 ABAQUS

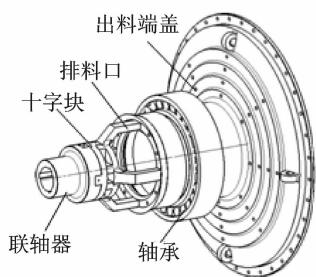
基金项目: 常州市数字化设计重点实验室(CM20093001)资助项目。

收稿日期: 2013-06-28; 修订日期: 2014-03-30

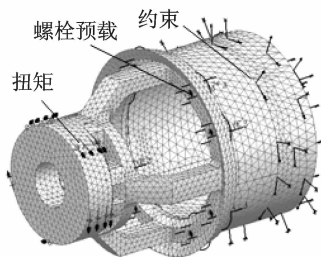
通信作者: 蒋新萍, 女, 副教授, E-mail: jxp@czli.edu.cn。

软件对建有人孔和物料的精细球磨机分析了正常运转及启动工况下的筒体受力与变形。M Fresko等^[5]分析了传动系统中的齿轮齿形轮廓与受力的关系。

常州市数字化设计重点实验室和常州某矿山机械厂联合设计了 $\varnothing 2.1\text{ m} \times 3.6\text{ m}$ 的中心传动球磨机(见图1)。排料口在中心传动系统中除了排出磨好的物料,还承担着传递扭矩的作用。为保证结构的可靠性,有必要对传动系统中的排料口进行力学分析,并根据有限元分析得到结构中的应力和应变数据改进设计。



(a) 结构装配示意图



(b) 简化部件有限元模型

图1 中心传动球磨机
Fig.1 Center drive mill

1 有限元模型建立与简化

如图1(a)所示,中心传动球磨机的动力输入是通过排料口一端凹槽与十字滑块连接实现,由另一端的4个凸块和螺栓传递到出料端盖。为能够与实际情况更加接近而不增加计算负担,对模型做了合理的简化,如图1(b)所示。因为与排料口直接有接触关系的十字块和端盖只做旋转运动,这两个零件距离接触面较远的部分对于应力的影响很微小,所以可分别只截取十字滑块、输出端盖与排料口相连的一段。排料口的旋转速度为 22.22 r/min ,属于低速旋转,忽略转速对零件相互作用的影响。

材料属性:由于NX NASTRAN材料库不含铸钢,需要手动新建立。其参数为:密度 $7.85 \times 10^3\text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E = 202\text{ GPa}$,泊松比 $\mu =$

0.3 ,屈服强度 310 MPa ,抗拉强度 570 MPa 。螺栓的BEAM单元采用系统自带的Steel材料,相当于45号钢。

网格划分^[6]:将组件的模型先通过装配模块得到装配体,采用10节点四面体单元自由网格划分;在各螺栓孔处创建两个节点,节点之间采用截面为圆直径 30 mm 的1D BEAM单元划分;利用NX NASTRAN的1D连接功能,在各螺栓节点处,建立与螺栓孔的1D连接。

边界约束:输出端盖的圆柱面安装在滚子轴承上,将其视为刚性支座。在安装面上加上径向和切向位移约束;在端盖简化模型右侧添加位移约束;在传递动力的工作面上施加面面接触约束^[7-8]。

施加载荷:该型号球磨机电机为 185 kW ,按照中心传动系统 94% 的效率计算^[9],传递给球磨机旋转的功率为 173.9 kW 。根据功率、转速、扭矩三者间关系,有 $T_n = 9\,550 \times 173.9 / 22.22 = 74\,741\text{ N} \cdot \text{m}$,将 1.5 倍 T_n 施加在十字块的圆柱面上。

改型设计要求:利用UG NX软件集成的三维设计模块和NASTRAN模块建立出料端组件装配体模型,通过对排料口原始模型的静力学有限元分析,分析该结构在受载荷下的应力和应变大小及分布,找出原始模型的薄弱点并提出优化的改进方案。

2 排料口静力学分析

球磨机的工况分为:满载静止工况、启动工况和正常工作工况^[10]。球磨机启动时的转矩为正常工作工况下的 $1.1 \sim 1.5$ 倍^[11]。因此,排料口受到最大破坏时最有可能发生在启动工况。下面的分析都是基于启动工况下的载荷进行。

2.1 原始模型

最初设计的排料口如图2(a)所示,L形凸起内侧面和外侧面距离圆盘底部高度一样,均为 70 mm 。传递扭矩的4个爪柱单独与圆盘连接,圆锥面的顶部直接和圆柱壁面底部相接。

通过后处理器得到排料口原始模型的节点位移和Von mises应力云图,分别如图2(b,c)所示。节点位移最大区域集中在爪柱拐角处;Von mises应力在爪柱与两端圆盘相连区域较大。原始模型最大节点位移为 $0.308\,6\text{ mm}$,最大Von mises应力为 428.5 MPa ,超过了材料的屈服强度 310 MPa 。因此,需要对模型进行改进,以保证其在一定安全系数下工作。

2.2 改进后模型

根据上述分析的结果,针对原始模型的不足,对排料口进行了两次改进设计,要求改进后的模型

能够承受同样负载且变形更小。排料口的改进模型分别如图 3(a)和图 4(a)所示。考虑到动力输入出料口时,结构内部主要承受剪切力与扭转力,改进模型通过 L 形凸块两侧高度差来增大受剪切力的横截面;依靠爪柱与十字槽连接部分材料的增加以增强抗扭转变形的能力。

改进模型 A 中爪柱与十字槽圆盘由大面积的锥面连接,锥面最大半径为 350 mm,连接处有 25 mm 的倒角,使得面面之间角度趋于平坦,质量为 440.34 kg。此外,L 形凸块外侧壁高为 40 mm,内侧壁为 90 mm,这样相当于增加了旋转时承受切向力的横截面面积。如图 3(b,c)所示,排料口最大变形位移为 0.230 6 mm,最大 Von mises 应

力为 265.8 MPa。节点位移变化较大区域为凹槽与十字块相接触的地方及圆盘中心区域。爪柱与两端圆盘连接处为应力值较大区域。

改进模型 B 中锥面最大半径为 310 mm,轴向圆柱面和爪柱以半径 120 mm 圆倒角过渡。模型 B 的质量为 435.25 kg,相对模型 A 大约减轻了 5 kg。如图 4(b,c)所示,排料口模型 B 的最大位移为 0.206 8 mm,最大 Von mises 应力为 250.5 MPa。对比两个改进模型 A 和 B,模型 B 节点变形位移值和应力值较大处的位置和模型 A 相似,但模型 A 的节点变形和应力较为集中,模型 B 的分布更均匀。

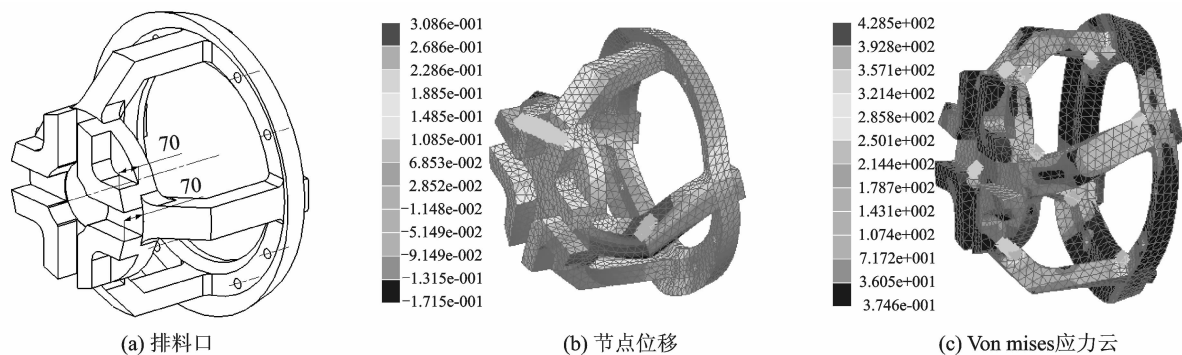


图 2 原始模型的等轴测图

Fig. 2 Isometric diagram of original model

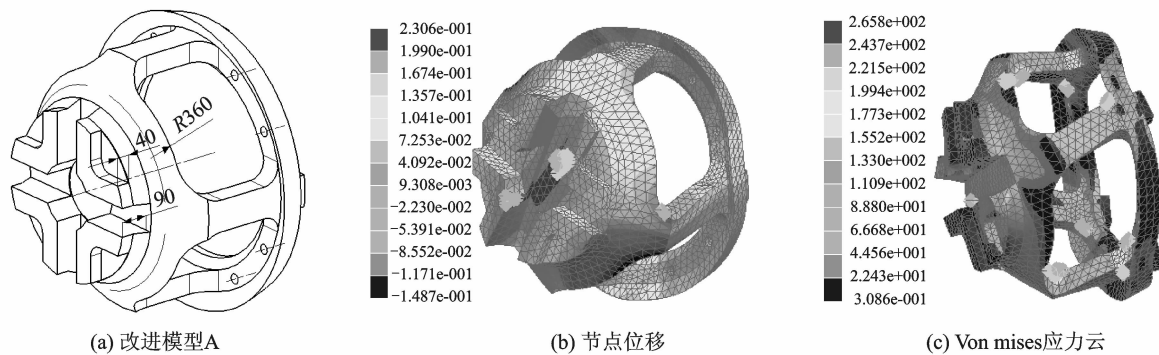


图 3 改进模型 A 的等轴测图

Fig. 3 Isometric diagram of improved model A

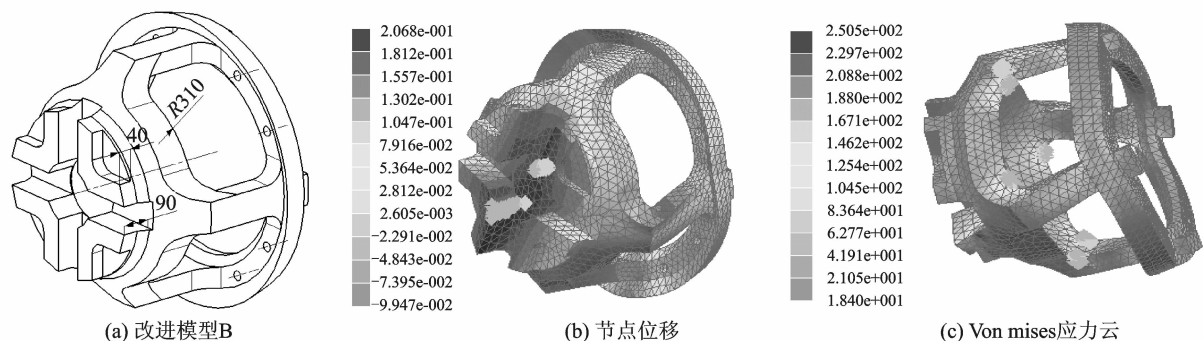


图 4 改进模型 B 的等轴测图

Fig. 4 Isometric diagram of improved model B

3 结果分析

原始模型在启动工况(承受1.5倍正常工作时的扭矩)时,最大的 Von mises 应力值超过了铸钢的屈服强度。模型 A 和 B 通过改变 L 形凸起两侧高度,增加了受载截面积;改变爪柱与圆盘的连接处结构,提高了结构强度,增强结构的承载能力。表 1 是上述 3 种模型主要参数的对比。在相同载荷下,通过局部结构上的改变,模型 A 和 B 的节点最大位移较原始模型分别降低 0.15 和 0.173 8 mm,最大应力值分别降低 162.7 和 178.0 MPa。结构的承载能力明显增强。

表 1 3 种模型主要参数对比

Tab. 1 Comparison of three models about main parameters

模型	最大位移/mm	最大应力/MPa	质量/kg
原始模型	0.380 6	428.5	409.39
模型 A	0.230 6	265.8	440.34
模型 B	0.206 8	250.5	435.25

模型 A 和 B 在爪柱与十字槽圆盘连接处采用不同的结构。模型 A 为大面积圆锥面,过渡圆角轴线与旋转轴线垂直,圆锥面与爪柱连接处容易形成应力集中;模型 B 采用小段圆锥面加圆柱面,过渡圆角轴线与旋转轴线平行。结构上的改变导致了内部受力的变化,因此即使比模型 A 的质量轻,模型 B 节点位移和应力仍然可以比模型 A 的节点位移和应力更小。

4 结束语

排料口在球磨机中心传动系统中是动力传递的重要零件。本文通过对排料口原始模型的静力学有限元分析,分析该结构在载荷作用下的应力和应变的大小及分布,找出原始模型的薄弱点并提出改进方案。分析并比较两种改进模型表明:模型 B 的圆锥面加圆柱面比模型 A 单独的圆锥面连接结构特性更好,结构的承载能力明显增强,模型改进方案合理、有效、实用,为中心传动类球磨机的优化设计提供了依据。

参考文献:

[1] 吴志强,袁锋. 大型节能球磨机中心传动系统的设计[J]. 矿山机械, 2011(12): 78-79.
Wu Zhiqiang, Yuan Feng. Design of central transmission system of large-scale energy-saving ball mills [J]. Mining & Processing Equipment, 2011(12): 78-79.

[2] 颜景平,易红,史金飞,等. 行星式球磨机研制及其节能机理[J]. 东南大学学报:自然科学版, 2008, 38

(1): 27-31.
Yan Jingping, Yi Hong, Shi Jinfei, et al. Development of planetary mill and its energy-saving mechanism [J]. Journal of Southeast University: Natural Science Edition, 2008, 38(1): 27-31.

[3] Jonsén P, Pålsson B I, Tano K, et al. Prediction of mill structure behavior in a tumbling mill [J]. Minerals Engineering, 2011(24): 236-244.

[4] 沈新普,杜显赫. 球磨机应力和变形及减薄筒壁厚度的数值分析[J]. 沈阳理工大学学报, 2010, 29(1): 1-6.
Shen Xinpu, Du Xianhe. Numerical analysis on stress and deformation of ball-mill and thickness reduction of cylinder shell [J]. Shenyang University of Technology, 2010, 29(1): 1-6.

[5] Fresko M, Théberge Y. The use of finite element analysis in understanding alignment and load distribution in large grinding mill gear and pinion sets [C] // SME Conference. Denver: [s. n.], 2004: 1-9.

[6] 沈春根. UG NX7.0 有限元分析入门与实例精讲 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.

[7] 李卫平,谭伟,薛彩军,等. 民用飞机发动机吊挂静力试验与静强度分析[J]. 南京航空航天大学学报, 2011, 43(6): 732-737.
Li Weiping, Tan Wei, Xue Caijun, et al. Static test and computational analysis for pylon of airliner engine [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2011, 43(6): 732-737.

[8] 王润生. 大型球磨机筒体应力与应变有限元分析 [J]. 机械设计与制造, 2013(7): 153-155.
Wang Runsheng. Finite element analysis of stress and strain of large ball mill cylinder [J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(7): 153-155.

[9] 刘建寿,宋郁琴. 球磨机滑履轴承支撑滑瓦摩擦功耗与机械传动效率的计算 [J]. 矿山机械, 2005(10): 46-47.
Liu Jianshou, Song Yuqin. Ball mill slide shoe bearing friction power dissipation and transmission efficiency calculation [J]. Mining & Processing Equipment, 2005(10): 46-47.

[10] 于向军,王国强,王继新,等. 基于接触边界条件的球磨机应力分析及试验 [J]. 吉林大学学报:工学版, 2009, 39(2): 372-377.
Yu Xiangjun, Wang Guoqiang, Wang Jixin, et al. Stress analysis and test of ball mill based on contact boundary conditions [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2009, 39(2): 372-377.

[11] 田秋娟. 基于离散元方法的大型球磨机工作性能研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2011.
Tian Qiujian. Study on the working performances of large tumbling ball mill based on the discrete element method [D]. Changchun: Jilin University, 2011.