

文章编号:1671-6833(2011)02-0046-05

## 圆形料场堆料机臂架有限元分析

夏建芳, 涂 星

(中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083)

**摘 要:** 为了验证现有圆形料场堆料机臂架结构的合理性,应用 ANSYS/APDL 参数化设计语言,建立了适用于不同结构参数下臂架变形分析和模态分析的有限元参数化模型,计算分析了臂架处于最危险工况时的挠度和强度,并进行了多点谐振分析.分析结果表明:臂架的最大挠度在臂架的最前端,为 99.500 mm,臂架的最大应力为 203.976 MPa,满载与空载时的最大挠度差值为 38.139 mm,且所有激励源的谐振频率都避开了臂架的固有频率,因此,现有臂架结构的静态强度和动态刚度均符合设计要求.

**关键词:** 堆料机臂架;APDL;挠度;强度;谐振分析

**中图分类号:** TH113.1

**文献标志码:** A

### 0 引言

圆形料场堆料机是圆形料场的一个重要组成部分,随着料场规模加大,臂架增长,对设计的臂架要求越来越高,而国内外设计的臂架在工作过程中常常出现挠度偏大的情况<sup>[1]</sup>,影响臂架的正常工作,如:皮带拉伸量增大、托辊包角减小、物料传送不顺畅、物料传送到不了应有的范围、使用寿命减短等.因此,在臂架使用之前都要进行结构合理性验证.国内学者在这方面也做过很多研究<sup>[2-8]</sup>,如利用有限元法分析臂架部分载荷与挠度的关系,对臂架不合理截面部分进行了优化等<sup>[2-3]</sup>,但主要是静力学分析,很少考虑动力学方面的问题.笔者针对 YDG90/1600 圆形堆料机,采用 ANSYS/APDL 参数化建模,进行静力学和动力学分析,验证其结构合理性.

### 1 堆料机臂架的组成及工作原理

圆形料场堆料机是用于堆放物料的机构.臂架及其连接装置如图 1 所示.其工作原理是:圆形料场进料机构皮带送料,经由堆场中心卸到一台径向的回转式堆料皮带机的受料斗 6 里,然后通过电动机 2 带动减速机 3 经由驱动滚轮 4 带动输送胶带 8 运行,将物料送至前挡板 10.整个输送皮带压放在托辊 7 上,由托辊的转动减小皮带的张力.若在堆料机运行过程中,输送皮带出现松动,可通过张紧轮 9 的向左滑动来调节,为了限制出料口的出料范围,在臂架的头部装有前挡板.堆料皮带机(如图 1 所示)的臂架还可以通过支撑油缸(安装油缸支撑座 11 上)调节臂架升降,以便随着料堆的增高而增大其倾角,减少堆料时物料的落差,从而减少了扬尘.它也可以以主支撑座 12 为轴心 360°旋转,形成一个圆锥形料堆.

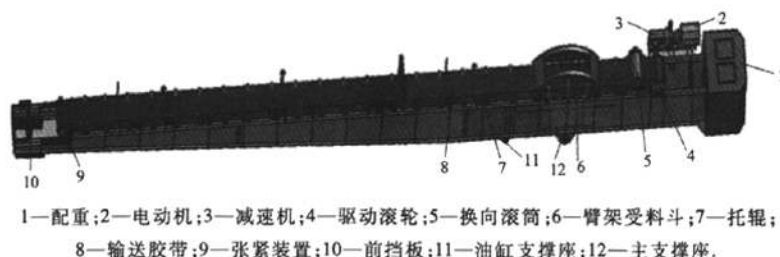


图 1 堆料机臂架及其连接装置三维结构图

Fig. 1 Three-dimensional structure of stacker boom and connecting device

收稿日期:2010-10-12;修订日期:2010-12-27

作者简介:夏建芳(1965-),男,湖南岳阳人,中南大学教授,博士研究生,主要研究方向为机械设计与理论.

## 2 堆料机臂架力学模型

虽然臂架连接着很多辅助装置,但在独立分析臂架强度、刚度中,可以将与臂架连接部分的载荷等效移置而省去连接结构实体.与臂架连接的零部件装置载荷有:配重、电动机、减速机、驱动滚轮、换向滚筒、臂架受料斗、托辊、输送胶带、张紧装置、前挡板.自身载荷就是臂架自重.在整个结构的简化过程中,对一些只对局部有影响及载荷作用尺寸比例远小于臂架尺寸的载荷可以以集中载荷形式加载.故前挡板10、张紧装置9、臂架受料斗6、驱动滚轮4以集中载荷的形式加载.物料和输送胶带8及胶带上的物料是通过托辊7作用在臂架的上顶板的,虽然是集中载荷但考虑到作用点比较多而近,因此等效为均布载荷加载.电动机2与减速机3的重力载荷通过等效移置处理.配重1的作用尺寸较大将其简化为均布载荷.取风载对结构影响最大方向作为其作用方向即与腹板垂直的时候.由于是以开放式圆形料场进行设计,因此要考虑风载的影响,其年平均风速为1.8 m/s,得到其在工作过程中主要的载荷如图2所示,对应表1.

### 2.1 风载的计算<sup>[4]</sup>

臂架的风载为额定风压,是某一风速稳定作用时产生的压力,其值为

$$q = \frac{1}{2} \rho v_w^2 \quad (1)$$

式中: $\rho$ 为空气密度  $\text{kg/m}^3$ ,它与气温有关; $v_w$ 为风速,  $\text{m/s}$ ;常温下空气密度: $\rho = 1.29 \text{ kg/m}^3$ ,风速: $v_w = 1.8 \text{ m/s}$ ,根据式(1)得  $q$  为 2.09 Pa.

### 2.2 电动机与减速机重力载荷的等效移置处理

由于分析臂架时省略了电机、减速器的安装板与臂架的联结,因此,在简化模型时,将它们等价移置为电机安装板与臂架连接位置的集中力和对主支撑座  $D$  倾翻力矩.采用三维软件中的测量工具得到重心到翻转中心的距离为  $L$ ,根据力矩计算公式:

$$M = F \cdot L \quad (2)$$

得到偏载对主支撑座的倾翻力矩  $M$ .

ANSYS 加力矩的方法有3种,其中一种就是把力矩等效为集中力加在模型上,电动机和减速机与臂架共有3个接触点,可以将倾翻力矩等效到这3个点上,载荷  $F_1$  其计算公式为

$$F_1 = \frac{M}{3H_2} \quad (3)$$

式中: $H_2$ 为上顶板到主支撑座的距离.

### 2.3 臂架自重

自重占据臂架总载荷的大部分,对臂架的强度、刚度有显著的影响,自重载荷只需在 ANSYS 中设定密度和加速度即可.

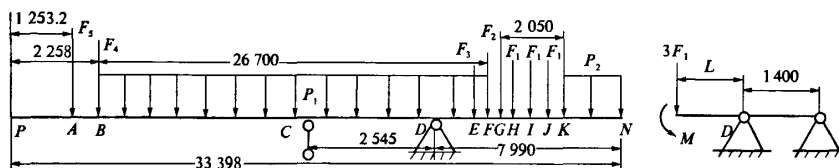


图2 臂架载荷几何示意图

Fig.2 Load geometry drawing of boom

表1 臂架载荷值及具体位置

Tab.1 Boom load value and location

载荷	载荷值	载荷作用位置
矿料和托辊的自重	均布载荷 $P_1$	$B \sim F$
电动机和减速机自重的等效转换	集中载荷 $F_1 = 2\ 688.6 \text{ kN}$	$H$
	集中载荷 $F_2 = 2\ 688.6 \text{ kN}$	$I$
	集中载荷 $F_3 = 2\ 688.6 \text{ kN}$	$J$
	倾翻力矩 $M = 6\ 605.6 \text{ N} \cdot \text{m}$	$D$
驱动滚筒	集中载荷 $F_4 = 5\ 733 \text{ N}$	$G$
臂架受料斗	集中载荷 $F_5 = 3\ 430 \text{ N}$	$E$
张紧装置	集中载荷 $F_6 = 6\ 389.6 \text{ N}$	$B$
前挡板	集中载荷 $F_7 = 1\ 960 \text{ N}$	$A$
配重	均布载荷 $P_2 = 0.214 \text{ MPa}$	$K \sim N$
风载	均布载荷 $q = 2.09 \text{ MPa}$ (腹板)	$P \sim N$

## 3 有限元模型

### 3.1 结构尺寸参数设定

结构参数的设定是参数化建模的关键,臂架结构参数主要由长、宽、高和板厚构成.其中,  $AB$ 、 $BC$  段要安装前挡板,故将其尺寸设为定值,即  $A$ 、 $B$ 、 $C$  处的坐标为常数,  $L_1$  的值为变量,将其设为参数,从而得到  $D$  点的参数坐标,  $E$  点结合  $D$  点的参数产生,其他点用类似方法生成.所有参数构成一个封闭的尺寸链,互相关联,互相影响.最后将这些参数模块化,形成臂架结构参数化文件,改变参数模块的任何值,都将引起整个结构的改变,

其主要尺寸结构简图见图3,对应参数表2.

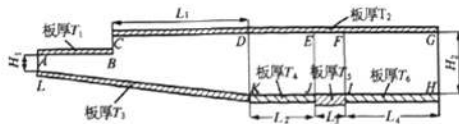


图3 臂架结构尺寸链简图

Fig.3 Size chain of boom structure

表2 臂架结构参数设定表

Tab.2 Structural parameter set of boom structure

几何参数 /mm	参数意义	几何参数 /mm	参数意义
$H_1 = 351$	变截面梁前端高	$T_2 = 12$	上板板厚
$H_2 = 1\ 640$	变截面梁后端高	$T_3 = 12$	斜板板厚
$L_1 = 17\ 490$	变截面梁长	$T_4 = 20$	前段下板板厚
$L_2 = 4\ 640$	安装前支座部分的梁长	$T_5 = 30$	中段下板板厚
$L_3 = 1\ 500$	安装后支座部分的梁长	$T_6 = 20$	后段下板板厚
$L_4 = 7\ 242$	配重部分的梁长	$T_7 = 10$	腹板板厚
$T_1 = 12$	前挡板安装板厚		

### 3.2 所用单元及约束

臂架模型的上、下翼板采用单元 SHELL91, 板与板之间的  $L80 \times 80 \times 8$  交叉角钢采用单元 BEAM188. SHELL91 是带中节点的层状壳单元, 与其他单元相比, 它最大的优点是能设置 KEYOPT(11) 来控制壳单元的偏置方向, 得到更为精确的结果, 避免了其他壳单元需要采用模型的中面来建模的缺陷. BEAM188 适用于分析从细长到中等粗短的梁结构, 该单元基于铁木辛柯梁结构理论, 并考虑了剪切变形的影响, 一般用于解决线性、大角度转动和非线性大应变问题, 它最大的优点是能通过 ESHAPE 命令显示出板、梁的三维模型.

臂架实体模型支撑部分为铰接, 能做上、下俯仰运动, 因此具有多个工况. 当臂架处于水平位置时, 力臂最长, 其所受力矩是最大的, 即此种工况为最危险情况. 笔者针对此种工况, 把模型的约束简化为 D 点铰接, C 点约束竖直方向位移. 臂架有限元模型加载图如图4所示.

### 4 臂架结构静力学分析

通过 ANSYS 求解分别得到如图5、图6的应力云图和位移云图. 从图中可看出, 应力是以支座为起点呈渐变式减小, 中板中间的应力较上下板小, 两支座间的应力最小; 交叉角钢的应力由两端向中间减小, 其应力值都较小; 臂架其他部分的应力分布比较均匀, 最大应力位于油缸支撑座处,

其值为203.976 MPa. 位移也是以支座为起点呈渐变式增大, 支座处形变最小, 臂架最前端的挠度最大, 其值为99.500 mm. 通过计算得到空载时臂架最大挠度为61.361 mm, 即满载与空载最大挠度差值为38.139 mm, 满足圆形料场堆料机臂架安全施工要求.

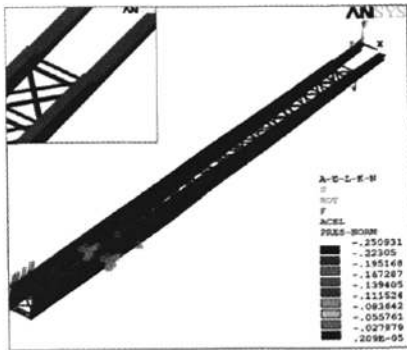


图4 臂架有限元模型加载图

Fig.4 Finite element model loading figure of boom

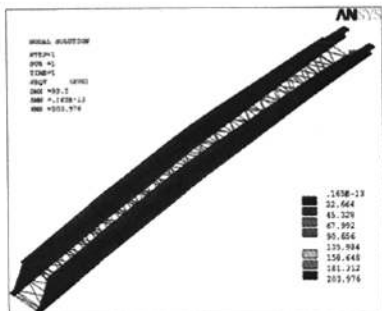


图5 臂架的 mises 应力云图

Fig.5 Mises stress contours of boom

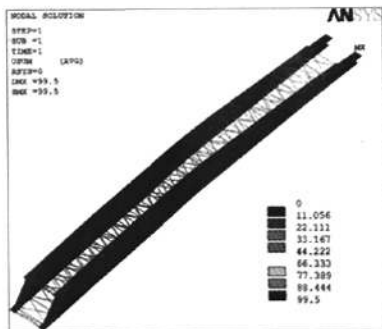


图6 臂架的总体位移云图

Fig.6 Overall displacement contours of boom

### 5 臂架结构的模态分析

由于臂架较长, 在工作时电动机的突然启停、

滚筒及托辊的转动等都有可能成为激振源,产生冲击载荷,进而导致冲击振动。当振动与臂架自身的固有频率相等时,就会产生共振,增大臂架振幅,影响物料的传送,减小臂架寿命。臂架的激振源有电动机、托辊驱动滚轮、张紧轮,其中电动机的频率为 50 Hz。

### 5.1 其他激振源的振动频率

根据频率计算公式<sup>[5]</sup>:

$$f = \frac{v}{2\pi R} \quad (4)$$

式中: $v$ 为物料传送的线速度; $R$ 为半径; $f$ 为振动频率。

根据式(4)求得各激振源的频率:托辊的振动频率为 5.984 Hz,驱动滚轮的振动频率为 1.263 Hz,张紧轮的振动频率为 1.592 Hz。

### 5.2 模态分析的固有频率及振型图

ANSYS 提供了 7 种模态分析的方法,笔者采用的是 Block Lanczos 分块法,求出结构振动频率和模态,提取前 10 阶振动频率。得到前 10 阶振动频率为:2.505 7, 3.313 8, 4.409 2, 7.109 1, 7.727 4, 10.375 0, 11.742 0, 13.651 0, 14.510 0, 14.725 0 Hz。其中前 4 阶模态振型如图 7 所示。

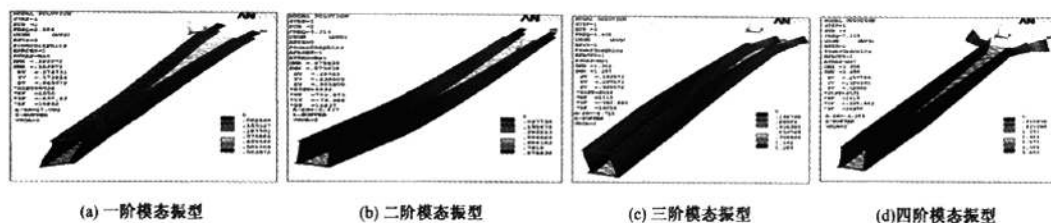


图 7 臂架的前四阶振型图

Fig. 7 Four order vibration models of boom

## 6 多点谐振分析

单个激振源的质量相对整个臂架所占比例很小且影响不大,但同时作用时对臂架的影响还是很大的,且在实际模型中这些激振源也是同时工作的,故列出模型中所有节点的坐标,找到各个激振源的作用点,求出它们共同的谐振频率,即多点谐振分析,得到如图 8 所示的幅频图。可以看出,在频率为 3.313 8 Hz 和 14.510 Hz 左右激振源的激振下会产生谐振,且对臂架影响较大的是在 2~5 Hz 之间的频率。而激振源的频率都不在此范围内,故不会引起谐振,该臂架结构设计合理。

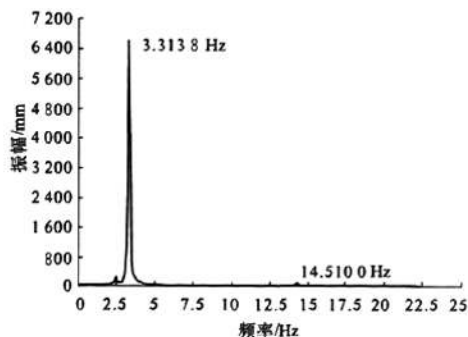


图 8 臂架在多点谐振下的幅频图

Fig. 8 Multipoint resonant of boom amplitude-frequency

## 7 结论

运用 ANSYS 软件的 APDL 语言对堆料机臂架进行参数化建模,通过设定结构参数,自动生成分析模型,并结合实际载荷特点施加约束和载荷,对其进行结构静力学和动力学分析,得到如下结论:

(1)堆料机臂架的最大挠度在臂架的最前端,其值为 99.500 mm,满足设计要求;最大 mises 应力位于支座处,其值为 203.976 MPa,在许用应力范围内。

(2)交叉角钢的应力值比较小,可以适当减少交叉角钢数量,减轻结构重量,减小挠度。

(3)通过模态特性分析,得到臂架前 10 阶固有频率及模态振型,并进行多点谐振分析,得出各激振源对臂架的谐振无影响。

(4)圆形料场堆料机结构的静态强度和动态刚度均满足设计要求。

### 参考文献:

- [1] 高长明. 矿物原料预均化[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983.
- [2] 周长江, 官凤娇, 韩旭, 等. 布料机布料臂架有限元建模与仿真研究[J]. 工程机械, 2007, 38(11): 20-25.

- [3] 马魁文, 杨好志. 悬臂式堆料机臂架的优化设计[J]. 起重运输机械, 2007, (8): 61-65.
- [4] 黄正强. 风作用载荷计算公式及影响因素的探讨[J]. 武器工业, 1990, 3(31): 31-34.
- [5] 陈峰. 80 吨履带式起重机臂架的有限元分析[D]. 吉林: 吉林大学机电学院, 2009: 49-60.
- [6] 邹汶, 刘理, 王艳. 圆形预均化堆场堆取料机的设计[J]. 新世纪水泥导报, 2005(3): 5-9.
- [7] 朱春华, 郭秀云, 王少雷. 基于 Pro/E 和 ANSYS 的挖掘机动臂有限元分析[J]. 煤矿机械, 2009, 30(4): 73-75.
- [8] 高继云. 悬臂式混匀堆料机机械部分改造[J]. 矿山机械, 2008, 36(10): 69-70.

## Finite Element Analysis of Stockyard Stacker Boom

XIA Jian-fang, TU Xing

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

**Abstract:** In order to verify the rationality of the existing stacker boom of stockyard. The author uses ANSYS/APDL design parameters of language, establishes finite element parameterization model applicable to the analysis of boom's frame changes under different structure parameters as well as model analysis, and calculates the deflection and intensity of the boom under the most dangerous situation. The results show that the maximum stress is 203.976 MPa, the deflection and load carrying value for 38.139 mm, and all the source of vibration frequency avoided booms inherent frequency. Therefore, from the aspect of static intensity and dynamic rigidity of the boom's structure, the design of boom meets structure requirements.

**Key words:** stacker boom; APDL; deflection; intensity; harmonic analysis

(上接第 9 页)

## Simulation and Optimization of Floor Radiation Heating Structures with Refrigerant R22 as Working

WEI Xin-li, ZHANG Fu-qiang, JIAN Shi-zhao, GONG Mi-mi, CHEN Wan-ren

(School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

**Abstract:** By using air source heat pump as the heat source, R22 could be directly used as refrigerant to acquire heat by floor. Based on the initial experiments to test the reliability of value simulation, we simulate the situation about how surface material, tube spacing, fill layer thickness affect the temperature uniformity and heat dissipation of floor respectively by using the ANSYS software. Our investigation shows that: the material of floor surface could strongly influence the temperature uniformity and heat dissipation of floor; with the increase of tube spacing, temperature and heat dissipation of floor tend to be uneven; fill layer thickness could hardly influence the temperature and heat dissipation of floor. Our research could provide a new view to practical projects.

**Key words:** air source heat pump; temperature of the floor; heat dissipation; simulation