

板栗去皮机的建模与有限元分析

沈明旭, 李冲

上海理工大学, 机械工程学院, 上海

收稿日期: 2023年2月21日; 录用日期: 2023年3月23日; 发布日期: 2023年3月30日

摘要

本文以板栗去皮机为例, 利用SolidWorks对板栗去皮机进行三维建模并简化处理, 然后导入Ansys Workbench软件, 对板栗去皮机中重要部件: 机架和螺旋送料机, 进行静力学分析和模态分析, 求解出机架和螺旋送料机的最大应力、变形量、固有频率和振型, 结果表明: 机架最大应力为: 15.321 MPa, 最大变形量为: 1.7452 mm, 前六阶固有频率范围: 12.926~61.197 Hz; 螺旋送料机最大应力为: 1.7489 MPa, 最大变形量: 9.0035 mm, 前六阶固有频率: 39.525~131.77 Hz。机架和螺旋送料机最大应力均小于材料的屈服强度, 机架由于质量大, 前六阶固有频率均在100 Hz以内, 并未发现机架和螺旋送料机存在共振频率。

关键词

机架, 螺旋送料机, Ansys Workbench, 静力学分析, 模态分析

Modeling and Finite Element Analysis of Chestnut Peeling Machine

Mingxu Shen, Chong Li

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Feb. 21st, 2023; accepted: Mar. 23rd, 2023; published: Mar. 30th, 2023

Abstract

In this paper, the chestnut peeling machine is taken as an example. The three-dimensional modeling and simplification of the chestnut peeling machine are carried out by SolidWorks, and then imported into Ansys Workbench software. The static analysis and modal analysis of the important parts of the chestnut peeling machine: frame and screw feeder are carried out. The maximum stress, deformation, natural frequency and vibration mode of the frame and screw feeder are solved. The results show that the maximum stress of the frame is 15.321 MPa, the maximum de-

formation is 1.7452 mm, and the first six natural frequencies range: 12.926~61.197 Hz; the maximum stress of the screw feeder is 1.7489 MPa, the maximum deformation is 9.0035 mm, and the first six natural frequencies are 39.525~131.77 Hz. The maximum stress of the frame and the screw feeder is less than the yield strength of the material. Due to the large mass of the frame, the first six natural frequencies are all within 100 Hz, and the resonance frequency of the frame and the screw feeder is not found.

Keywords

Frame, Screw Feeder, Ansys Workbench, Static Analysis, Modal Analysis

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

机架是板栗去皮机中重要的支承部件,起支撑各个零部件的作用,螺旋送料机就安装在机架的顶部。板栗在输送过程中与螺旋叶片直接接触,产生相互作用力,机架和螺旋叶片产生振动,这个力是不断变化的,施加在螺旋叶片上是随机的激励,所以这就要求机架和螺旋叶片不仅要具有足够的静态刚度,还要具有良好的动态特性。马士龙[1]对板栗剥壳机的刀具等特关键部位特殊设计,可满足于不同成熟度和不同尺寸的板栗剥壳,在节省加工成本同时降低了能耗、提高了效率;丁彬[2]等人研究机械脱壳对不同荚果类型花生剥壳效果的影响,结果表明不同类型花生荚果机械剥壳差异较大;杨晓成[3]等人设计了一种花生低损剥壳装置,样机损伤率为 1.26%,剥净率为 98.89%,性能指标均优于国家标准。

传统的板栗去皮机的设计一般采用经验设计,其设计参数对低阶固有频率影响的动态特性分析和安全性未考虑,为了避免在工作过程中由于共振而引起的机械元件的损坏,需要计算零部件的模态频率和振型[4]。

2. 机架和螺旋送料机模型的构建和简化

SolidWorks 焊件模块主要用于型材类部件的整体搭建与设计,可以很好地解决建模过程、装配过程繁琐及装配过程中遇到部件“位置约束过定义”等建模问题,修改方便[5]。利用 Ansys Workbench 进行有限元分析时,通常可以省略模型中对结构性能影响很小的特征和零件,使模型尽量简化,减小系统计算量[6]。根据机架和螺旋送料机的设计参数,在 SolidWorks 软件中建立三维模型,如图 1、图 2。再利用 SolidWorks 与 Ansys Workbench 的接口功能,将模型导入 Ansys Workbench 中进行静力学分析和模态分析[7]。

3. 静力学分析

3.1. 机架的静力学分析

作为 ANSYS 有限元分析模拟中重要的环节,网格划分要综合考虑计算量的大小和计算结果精度这两个因素,在权衡这两个方面后再确定网格的数量,在不影响计算结果精度的前提下,由于三维模型尺寸太大,网格划分的太密影响观感,所以机架的重要面采取 40 mm 的网格尺寸作为划分,其余面采用 50 mm 网格尺寸划分。螺旋送料机的叶片采用 30 mm 网格划分,其余面采用 50 mm 网格尺寸划分,单元数量为 86,642 个,节点数量为 171,088 个。

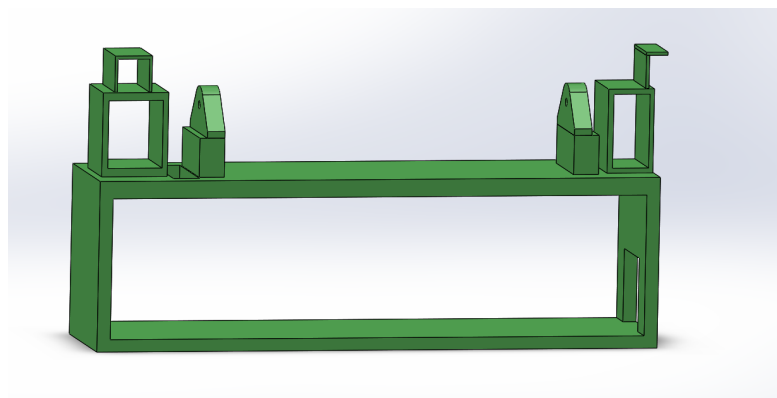


Figure 1. Three-dimensional model of frame

图 1. 机架三维模型

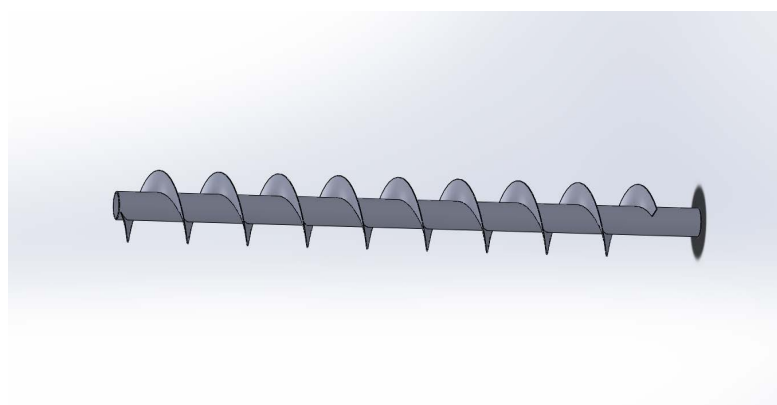


Figure 2. Three-dimensional model of screw feeder

图 2. 螺旋送料机三维模型

将机架三维模型导入 Ansys Workbench 中, 对机架的底部进行固定约束, 并对机架施加自身的重力以及 1000 N 的载荷, 载荷是根据安装在机架上的零件重量以及板栗重量估计而来的。机架材料选择结构钢, 材料的各项参数见表 1。

Table 1. Material parameters

表 1. 材料参数

材料	弹性模量(MPa)	泊松比	密度(Kg/m ³)
结构钢	2×10^5	0.3	7.85×10^3
Q235	2.06×10^5	0.25	7.85×10^3

从图 3、图 4 可以看出, 在对机架施加自身重力以及相应作用力条件下, 最大变形量为 0.98928 mm, 应力发生在侧板位置, 产生应力集中, 最大应力为 15.321 MPa, 掏空的部分用来安装电动机的。

3.2. 螺旋送料机的静力学分析

螺旋送料机的材料选择为 Q235, 弹性模量、泊松比和密度等参数见表 1 [8], 考虑到螺旋送料机的尺寸太大, 以及计算量的大小, 所以螺旋轴的网格精度为 50 mm, 螺旋叶片的网格精度为 30 mm, 单元数量为 6048 个, 节点数量为 43,885 个。

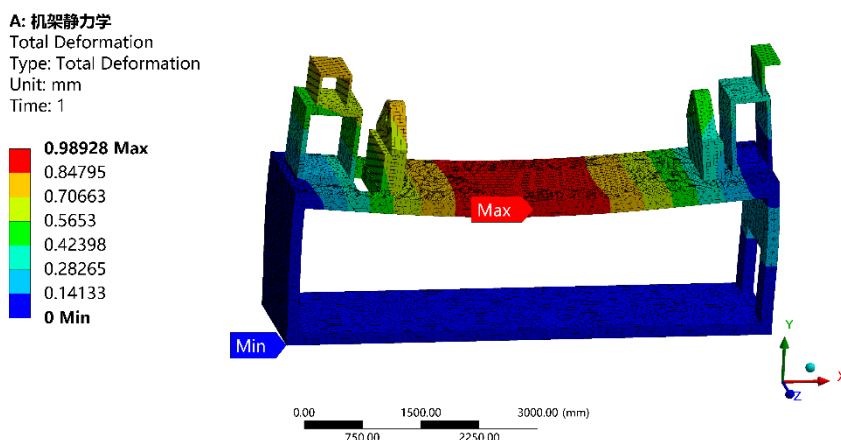


Figure 3. Deformation cloud of the frame
图 3. 机架的变形云图

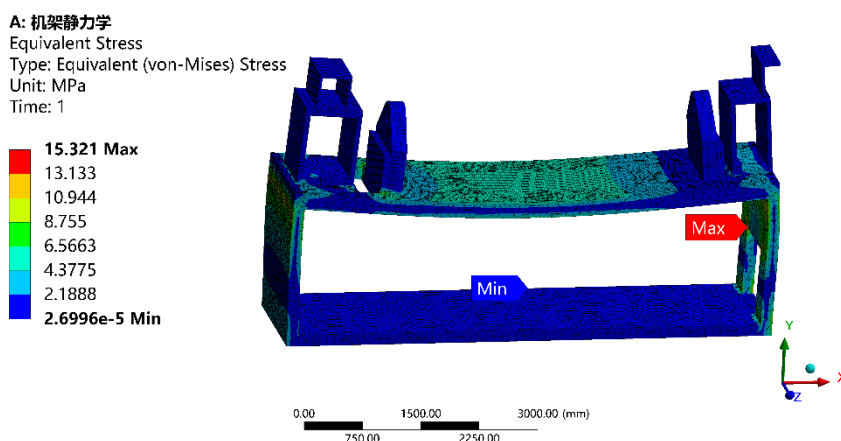


Figure 4. The stress cloud of the frame
图 4. 机架的应力云图

将螺旋送料机的三维模型导入 Ansys Workbench 中, 对其的两端施加约束, 并对螺旋送料机施加自身的重力以及 200 N 的载荷, 载荷根据一次进料板栗重量估计而来的。

从图 5、图 6 可以看出, 在对螺旋送料机施加自身重力以及相应作用力条件下, 最大变形量为 0.19853 mm, 发生在螺旋轴的中间部位; 由于应力集中, 最大应力为 12.927 MPa, 发生在螺旋轴头部位位置。

4. 模态分析

由于板栗去皮机在加工时, 物料会与机架和螺旋刀片发生碰撞, 振动幅度大, 可能产生共振现象破坏机器。因此对螺旋送料机和机架进行模态分析是很有必要的, 设计时可以规避掉共振频率。

模态分析(Modal Analysis)就是指通过计算和实验分析来获取机器设备所特有的振动特征的分析试验过程。经过模态分析就可以求得机器设备在哪个或者哪些频率域内容易受到干扰, 得到这些数据就可以在设计或者实际生产中, 尽量规避掉这些频率下的外部激励。模态是指机械结构的固有振动特性, 每一个模态都有特定的固有频率、阻尼比和模态振型。分析这些模态参数的过程称为模态分析。按计算方法, 模态分析可分为计算模态分析和试验模态分析。

模态分析在 Ansys 有限元分析中是计算结构振动特性的数值技术, 是动力学分析的基础, 是求解物

体的固有特性, 主要是频率和振型, 当物体达到固有频率时, 物体震动的振幅会变得很大, 宏观上展现出来是震动大, 一般都会影响正常使用。模态分析使用的材料属性仅需要弹性模量和泊松比。

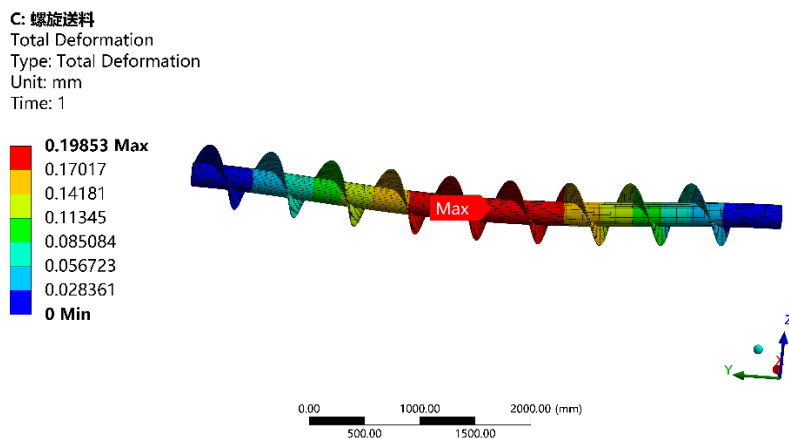


Figure 5. Deformation cloud of screw feeder

图 5. 螺旋送料机的变形云图

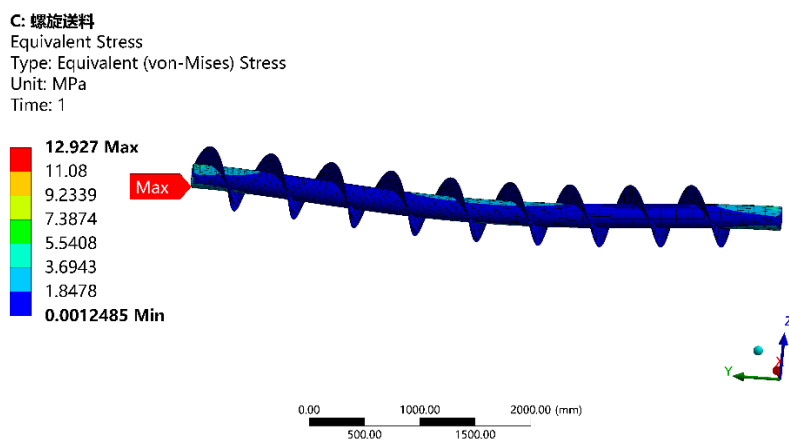


Figure 6. Stress cloud diagram of screw feeder

图 6. 螺旋送料机的应力云图

模态分析可以帮助设计人员确定结构的频率和振型, 在设计上有效规避共振。模态分析的最终目标是识别出系统的模态参书, 为结构系统的振动特性分析、震动故障诊断和预报以及结构动力特性的优化设计提供依据。

4.1. 模态分析理论

模态分析的基础是以模型的数值计算为依据, 最终实质是求解有限数量自由度的无阻尼线弹性系统运动方程, 其矩阵式可由以下公式推导得来[9]。

经典力学中物体的动力学通用方程为:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中:

$[M]$ 为质量矩阵;

$[C]$ 为阻尼矩阵;

$[K]$ 为结构刚度矩阵;

$\{\ddot{u}\}$ 为位移矢量;

$\{\dot{u}\}$ 为点速度矢量;

$\{u\}$ 为点加速度矢量;

$F(t)$ 为随时间变化的载荷函数。

不同的分析类型会求解不同的运动方程式, 在模态分析中, $\{F(t)\} = 0$, 结构阻尼矩阵 $[C]$ 通常忽略。在谐响应分析中, $F(t)$ 和 $u(t)$ 都为谐函数。

无阻尼模态分析的动力学运动方程为

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (2)$$

当发生谐振动时方程为

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\Phi_i\} = 0 \quad (3)$$

因此, 对于任意零部件的模态分析, 其固有圆周频率 ω_i 和振型 Φ_i 均可得出。

有预应力模态分析用于计算有预应力结构的固有频率和模态, 其需要两个迭代过程。首先要通过静力分析把预应力添加到结构相应位置处, 进行静力分析。

$$[K]\{x_0\} = \{F\} \quad (4)$$

基于静态分析的应力状态, 应力刚度矩阵 $[S]$ 用于计算结构分析。

$$[\sigma_0] \rightarrow [S] \quad (5)$$

其次求解预应力模态分析, 原来的模态分析方程包括了 $[S]$ 阵。

$$([K + S] - \omega_i^2 [M])\{\Phi_i\} = 0 \quad (6)$$

4.2. 机架的模态分析

用模态分析可以确定一个结构的固有频率和振型, 固有频率和振型是承受动态载荷结构设计中的重要参数。根据模态分析理论可知, 机架的结构振动特性与其自身的刚度和质量有关, 与外力无关, 因此模态分析过程不考虑外载荷及边界条件。

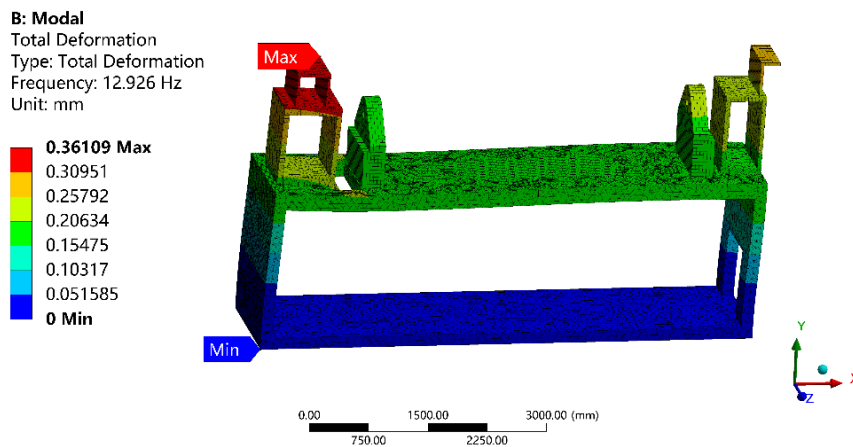
机架结构容易受到低阶振动的影响, 分析机架结构的前六阶模态。低阶固有频率比较低, 低阶的模态刚度也比较低, 在同样量级的激励作用下, 前几阶低阶响应所占用的权值较大。所以, 在对研究对象进行模态分析时, 对其运动响应起主导作用的是前几阶。因此, 对机架和螺旋送料机进行模态分析时只提取了其前六阶的固有频率和模态振型, 见表 2, 和相应的振型云图, 见图 7。

Table 2. The first six natural frequencies and modal shapes of the frame

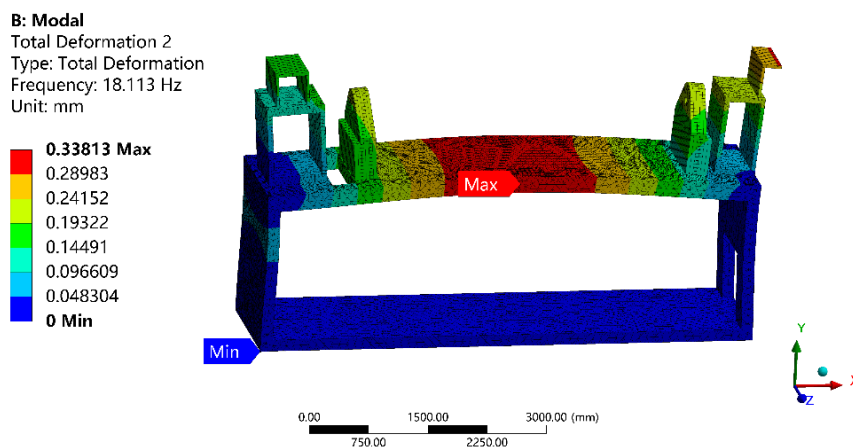
表 2. 机架前六阶固有频率和模态振型

阶次	固有频率/Hz	振型特征描述
1	12.926	机架上底板沿 x 轴变形
2	18.113	机架上底板沿 y 轴变形
3	42.898	机架上底板沿 x 轴振荡变形
4	43.482	机架整体沿 x 轴扭转
5	49.186	机架上部支承件沿 x 轴变形
6	61.197	机架上底板和上部支承件沿 x 轴振荡变形

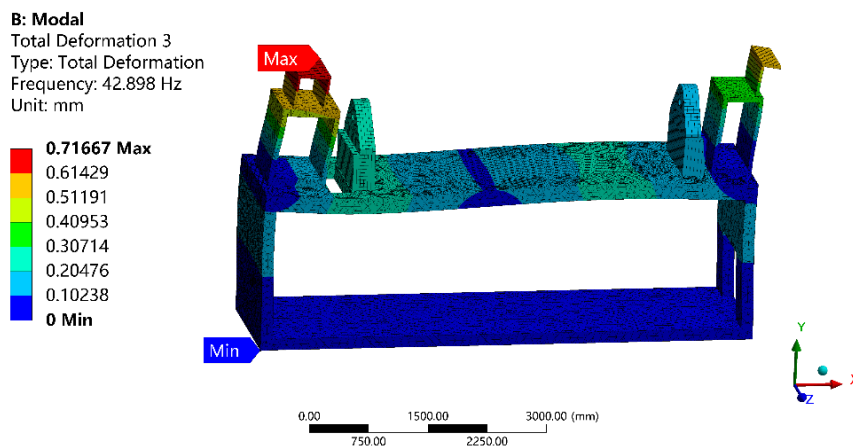
从图7可以看出, 机架最小固有频率为12.926 Hz, 最大固有频率为61.197 Hz, 其中5阶模态当固有频率为49.186 Hz时, 机架上底板变形达到最大值, 变形值为1.7452 mm, 4阶模态当固有频率为43.482 Hz时, 机架上底板变形值最小, 变形值为0.3133 mm。



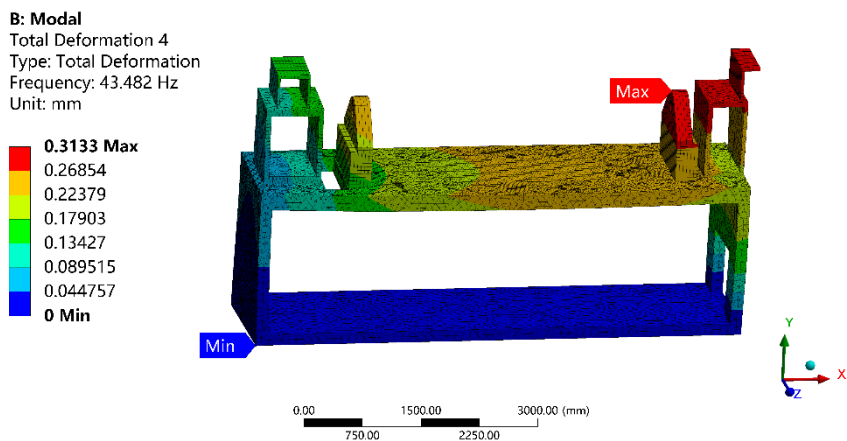
(a) 1阶振型



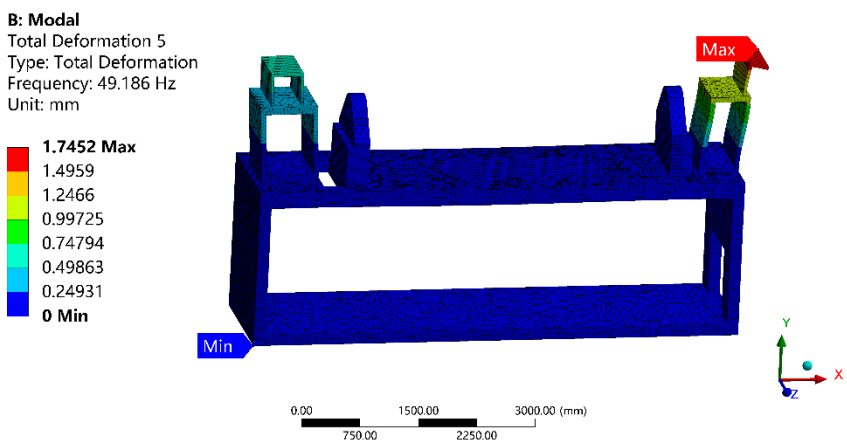
(b) 2阶振型



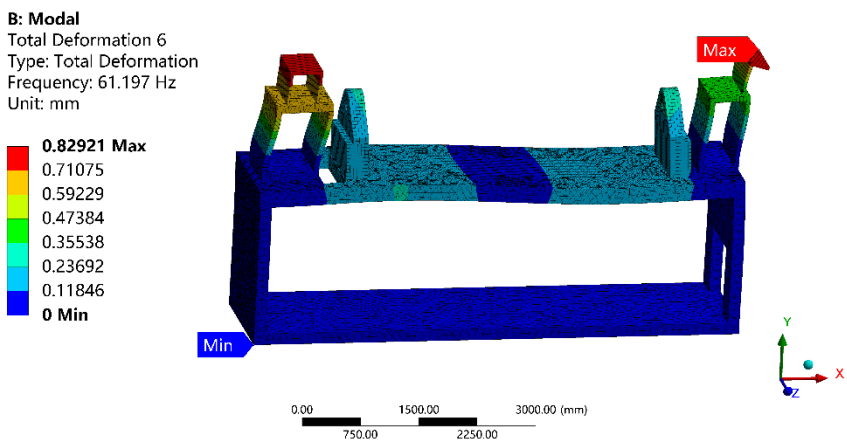
(c) 3阶振型



(d) 4 阶振型



(e) 5 阶振型



(f) 6 阶振型

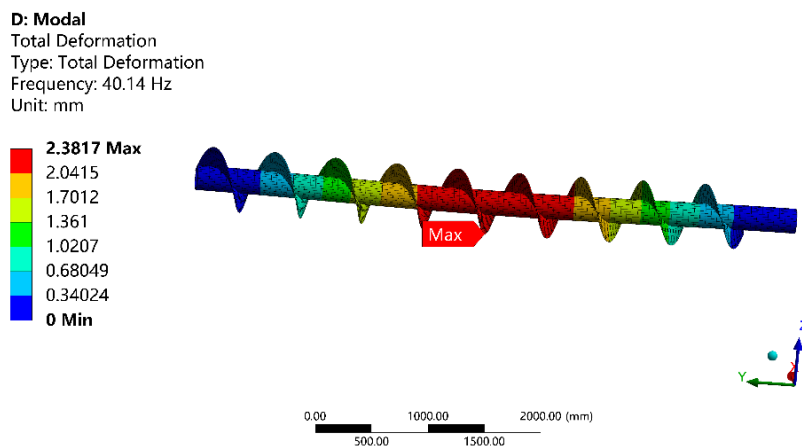
Figure 7. Frame first 6 order modal shape figure
 图 7. 机架前 6 阶模态振型图

4.3. 螺旋送料机的模态分析

螺旋送料机的材料选择 Q235，弹性模量为 2.06×10^5 MPa，泊松比为 0.25。选取螺旋送料机的前 6

阶模态, 并对其进行分析。前六阶的固有频率和模态振型, 分别见表 3 和图 8。

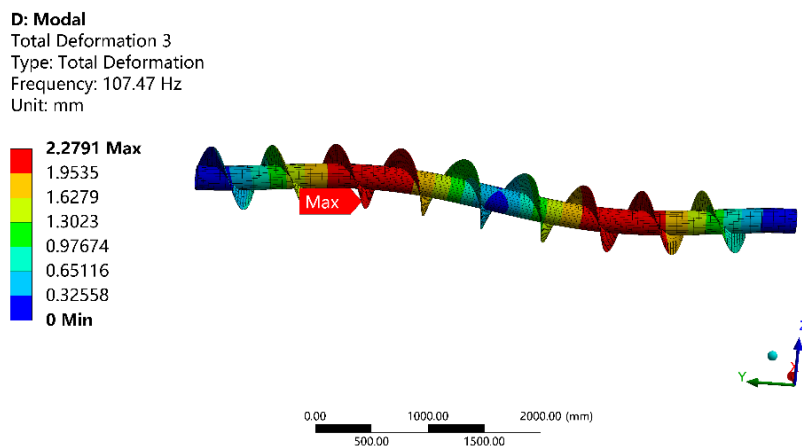
分析表 3 可以知道, 螺旋送料机主要的振型是弯曲、摆动和扭转。前 6 阶频率最大为 131.11 Hz, 最小为 40.14 Hz。频率随阶数的增加而增加, 这符合模态分析无阻尼振动的随机性。



(a) 1 阶振型

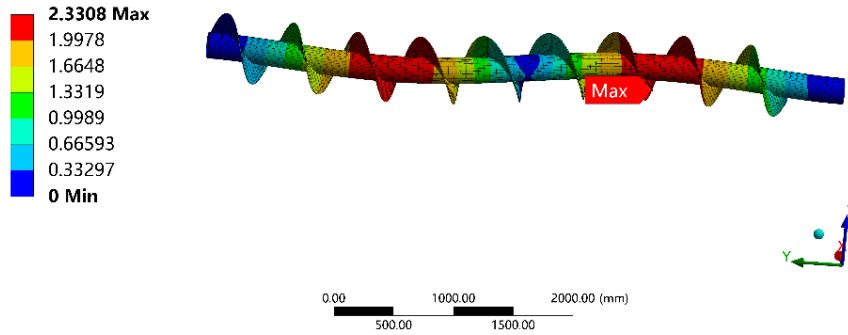


(b) 2 阶振型



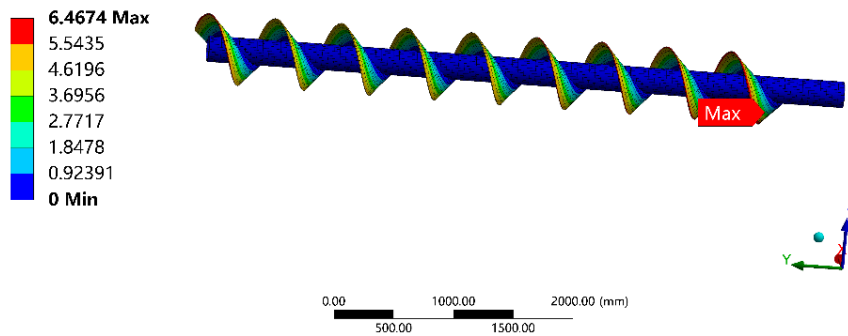
(c) 3 阶振型

D: Modal
Total Deformation 4
Type: Total Deformation
Frequency: 107.48 Hz
Unit: mm



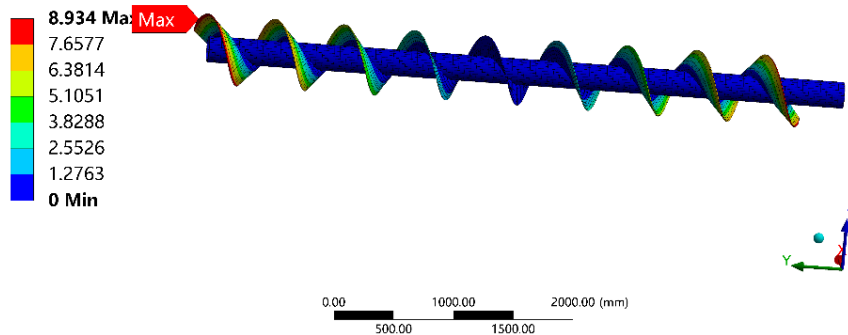
(d) 4 阶振型

D: Modal
Total Deformation 5
Type: Total Deformation
Frequency: 122.87 Hz
Unit: mm



(e) 5 阶振型

D: Modal
Total Deformation 6
Type: Total Deformation
Frequency: 131.11 Hz
Unit: mm



(f) 6 阶振型

Figure 8. The first 6 order modal shape diagram of screw feeder
图 8. 螺旋送料机前 6 阶模态振型图

Table 3. The first six natural frequencies and modal shapes of screw feeder
表 3. 螺旋送料机前六阶固有频率和模态振型

阶次	固有频率/Hz	振型特征描述
1	40.14	螺旋轴沿 z 轴上下弯曲振动
2	40.143	螺旋轴沿 z 轴上下弯曲振动
3	107.47	螺旋轴沿 x 和 z 轴上下弯曲振动
4	107.48	螺旋轴沿 x 和 z 轴上下弯曲振动
5	122.87	螺旋轴沿 y 轴扭转摆动
6	131.11	螺旋轴沿 y 轴扭转摆动

分析图 8 可知, 螺旋送料机的 1 阶振型主要是螺旋轴中间部位沿 z 轴上下弯曲振动, 最大变形为 2.3817 mm; 2 阶振型主要是螺旋轴中间部位沿 z 轴上下弯曲振动, 最大变形量为 2.3845 mm; 3 阶振型主要是螺旋轴整体沿 z 轴上下震荡弯曲变形, 最大变形量为 2.2791 mm; 4 阶振型主要是螺旋轴沿着 x 和 z 轴的合方向弯曲变形, 最大变形量为 2.3308 mm; 5 阶振型主要是螺旋轴沿 y 轴扭转变形, 最大变形量为 6.4674 mm; 6 阶振型主要是螺旋轴沿 y 轴扭转变形, 最大变形量为 8.934 mm。

分析可得, 第 6 阶振型变形量最大为 8.934 mm, 固有频率为 131.11 Hz。

5. 结论

通过 Ansys Workbench 静力学分析可知, 机架的最大应力为 15.321 MPa, 远远小于结构钢的屈服强度; 螺旋送料机的最大应力为 12.927 MPa, 也远远小于材料 Q235 的屈服强度, 满足材料使用特性。通过模态分析可知, 机架的第 5 阶振型变形量最大为 1.7452 mm, 固有频率为 49.186 Hz; 螺旋送料机的第 6 阶振型变形量最大为 8.934 mm, 固有频率为 131.11 Hz。从仿真结果来看, 两者没有相同频率, 不会发生结构共振。在实际工作当中, 可以通过调整电机的功率来控制激励频率, 规避机架和螺旋送料机的固有频率。

参考文献

- [1] 马士龙. 板栗剥壳机的设计与试验[D]: [硕士学位论文]. 合肥: 安徽农业大学, 2018.
- [2] 丁彬, 谢吉先, 冯梦诗, 陈志德, 常蕾, 蒋莹. 不同花生荚果类型对机械剥壳效果的影响[J]. 江苏农业科学, 2022, 50(5): 180-184. <https://doi.org/10.15889/j.issn.1002-1302.2022.05.029>
- [3] 杨晓成, 王东伟, 李秀杰, 等. 花生低损剥壳装置的设计与仿真分析[J]. 农机化研究, 2022, 44(12): 95-100. <https://doi.org/10.13427/j.cnki.njvi.2022.12.038>
- [4] 贺利乐. 机械系统动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2014.
- [5] 蔡力钢, 马仕明, 赵永胜, 等. 多约束状态下重载机械式主轴有限元建模及模态分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(3): 165-173.
- [6] Anjomshoa, A., Shahidi, A.R., Hassani, B., *et al.* (2014) Finite Element Buckling Analysis of Multi-Layered Graphene Sheets on Elastic Substrate Based on Nonlocal Elasticity Theory. *Applied Mathematical Modelling*, **38**, 5934-5955. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2014.03.036>
- [7] 汪宇, 王东方. 基于 AnsysWorkbench 的立式加工中心床身有限元分析和优化设计[J]. 制造业自动化, 2009, 31(9): 129-131.
- [8] 李晓芳, 曹丽娜, 常生德. 板栗去皮机[P]. 中国专利. CN203762236U, 2014.
- [9] 张洪才. ANSYS 14.0 理论解析与工程应用实例[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.