

Modal Analysis of Main Box of Twin Screw Expander Based on ANSYS Workbench

Zhiqin Zhang¹, Jinzhan Xiang¹, Wenyuan Zeng², Shengyu Sun¹, Hebo Qiao¹,
Changxiong Xie¹

¹Quzhou University, Quzhou Zhejiang

²State Grid Hunan Transmission Maintenance Company, Changsha Hunan

Email: xiechangxiong@zju.edu.cn

Received: Sep. 25th, 2019; accepted: Oct. 9th, 2019; published: Oct. 16th, 2019

Abstract

The gap between the Yin and Yang rotor and the box body of the twin screw expander is small. In order to avoid the resonance phenomenon in the working process affecting the fitting precision between the structures, this paper analyzes the natural frequency of the main box structure of the screw expander. Through simulation analysis, the first four vibration patterns of the main box and their corresponding natural frequencies are obtained, and the changes of its dangerous speed between 44374 - 86622 r/min are analyzed. It is found that the natural frequency of the main box of twin-screw expander avoids the input frequency range effectively, the results of which can provide references for modal analysis of box-like mechanical structures.

Keywords

Twin Screw Expander Main Box, Finite Element, Modal Analysis, Vibration

基于ANSYS Workbench的双螺杆膨胀机主箱体模态分析

张智钦¹, 向进展¹, 曾文远², 孙晟谕¹, 乔贺博¹, 谢长雄¹

¹衢州学院, 浙江 衢州

²国网湖南电力公司输电检修分公司, 湖南 长沙

Email: xiechangxiong@zju.edu.cn

收稿日期: 2019年9月25日; 录用日期: 2019年10月9日; 发布日期: 2019年10月16日

文章引用: 张智钦, 向进展, 曾文远, 孙晟谕, 乔贺博, 谢长雄. 基于 ANSYS Workbench 的双螺杆膨胀机主箱体模态分析[J]. 机械工程与技术, 2019, 8(5): 395-400. DOI: 10.12677/met.2019.85045

摘要

双螺杆膨胀机阴阳转子与箱体之间间隙小, 为避免工作过程中的共振现象影响结构间的配合精度, 本文针对螺杆膨胀机主箱体结构的固有频率展开了分析。通过仿真分析得到了主箱体的前四阶振型图及其对应的固有频率, 分析了其危险转速在44374~86622 r/min间变化。通过分析发现双螺杆膨胀机主箱体固有频率有效避开了其输入频率范围, 分析结果可为箱体类机械结构的模态分析提供参考。

关键词

双螺杆膨胀机主箱体, 有限元, 模态分析, 振动

Copyright © 2019 by author(s) and Hans Publishers Inc.

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

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



Open Access

1. 引言

模态分析常用来计算结构振动特性的数值[1]。通过对双螺杆膨胀机主箱体进行模态分析, 可以得到结构的固有频率和危险振动范围, 从而可以避免结构在特定频率下的共振或振动[2], 以提高机械加工中的精度。

目前国内外学者采用模态分析的方法对如何优化机器振动进行了大量研究。李红华对双螺杆挤出机传动箱进行有限元模态分析, 根据这些模态参数对箱体性能的影响, 指出了传动箱体结构改进的方向[3]。赵海涛[1]通过对主轴箱分别进行热模态和振动模态分析, 处理结果提出了两种模态分析不同的优化设计方向。刘碧俊通过对 YND100 减速器箱体进行有限元模态分析, 为减速器在工作过程中的共振及噪音产生分析提供了数据支持[4]。

本文主要通过 ANSYS Workbench 针对双螺杆膨胀机的重要零件——主箱体进行模态分析, 根据分析得出的数据和结果, 对主箱体的优化提出相关方案, 以期为螺杆膨胀机的相关研究提供参考。

2. 模态分析理论基础

无阻尼模态分析在特征值问题中很典型, 其动力学运动方程为[5]:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{0\} \quad (1)$$

其中 M 为质量; K 为刚度; $\ddot{\delta}$ 为加速度; δ 为位移。

其解的形式为:

$$\{\delta\} = \{\phi\} \sin(\omega t + \theta) \quad (2)$$

代入式(1)中得:

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

式(3)中: 特征值为 ω_i^2 , 自振圆频率为 ω_i 。自振频率为 $f = \frac{\omega_i}{2\pi}$ 。

3. 双螺杆膨胀机主箱体模型建立

双螺杆膨胀机主箱体结构如图 1 所示。外壳材料选用 45 钢, 其材料特性为: 密度为 7890 kg/m³, 弹

性模量为 2.09×10^{11} Pa，泊松比为 0.31。

本文利用 SolidWorks 软件对双螺杆膨胀机主箱体进行三维建模后，再导入到 ANSYS Workbench 软件中对其进行网格划分[6]。划分网格时为方便计算和保证结果准确性，可使用四面体网格划分法，且在关键区域可使用曲度和近似尺寸功能自动细化网格，网格密度应适中[7]。经过网格划分，共得到 69046 个单元。网格划分结果如图 1 所示。

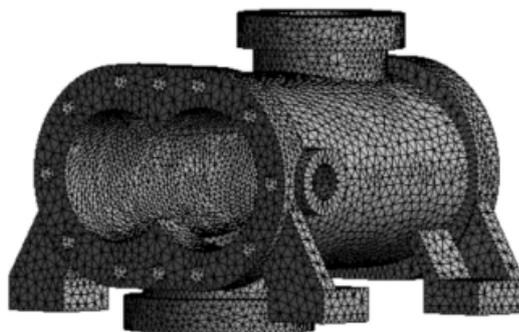


Figure 1. Grid division diagram of main box
图 1. 主箱体网格划分图

4. 双螺杆膨胀机主箱体模态分析

4.1. 约束条件

根据螺杆膨胀机实际的工作过程及原理，将四个支撑体的下平面进行固定约束，作为整个模型的边界条件。具体如图 2 所示：

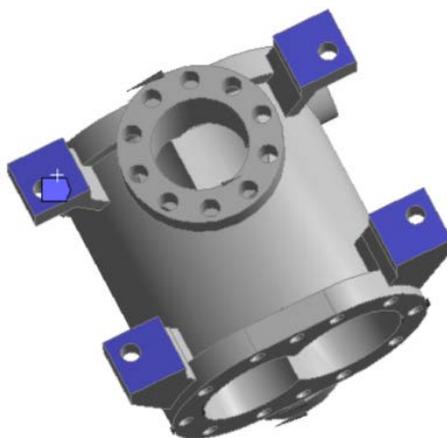


Figure 2. Apply fixed constraints schematic
图 2. 施加固定约束示意图

4.2. 求解结果

结构的振动可以用多阶固有振型的线性组合来表示，其中低阶固有振型会对结构振动产生较大影响，振型阶数越低就越会影响结构的振动，因此低阶振型对结构的动态特性起着决定性的作用[8]。所以在分析时常选取固有振型的前 4 阶。

经过模态分析得到主箱体的前四阶固有频率如表 1 所示：

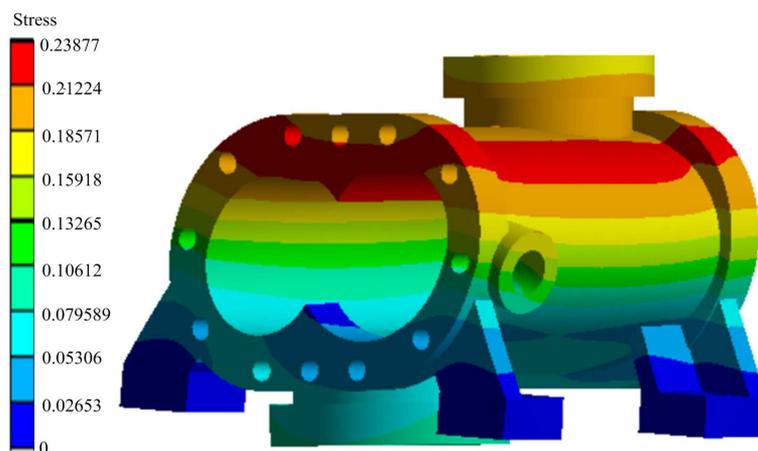
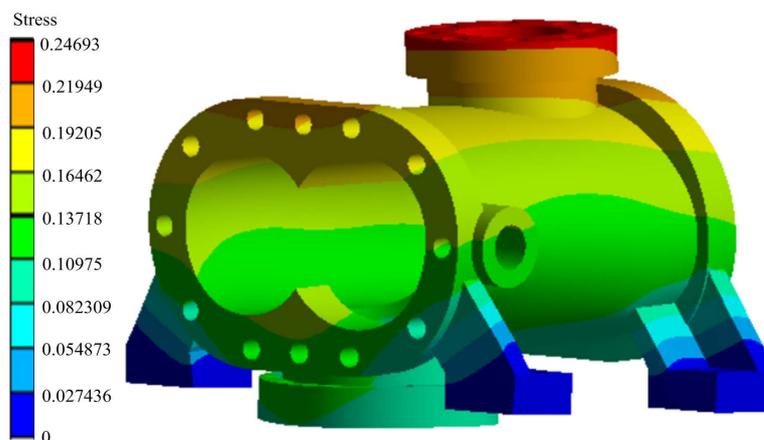
Table 1. The first four natural frequencies**表 1.** 前四阶固有频率

阶数	频率/Hz
1	739.6
2	1001.0
3	1275.9
4	1443.7

由表 1 可以看出,双螺杆膨胀机主箱体的固有频率分布在 739.6~1443.7 Hz 之间,频率分布较为集中,其中三、四阶固有频率较接近,该现象和箱体结构有一定关系。

主箱体前四阶振动形态[9]如图 3~6 所示,在上述图形中,坐标系 XY 平面平行于螺杆径向,Z 轴正方向平行与螺杆轴向并指向外。

(1) 第一阶振型的振动形态:主箱体主要是沿 X 向振动,振幅较大;Y 轴振动幅度较小;Z 轴基本不变。中部壳体发生变形,上下出入口变形不明显,四个支撑基本不动。变形主要集中在壳体上表面部分。最大变形量为 0.23877 mm,在四个振型中,一阶振型的变形量最小。

**Figure 3.** First order mode diagram of main box**图 3.** 主箱体一阶振型图**Figure 4.** Second order mode diagram of main box**图 4.** 主箱体二阶振型图

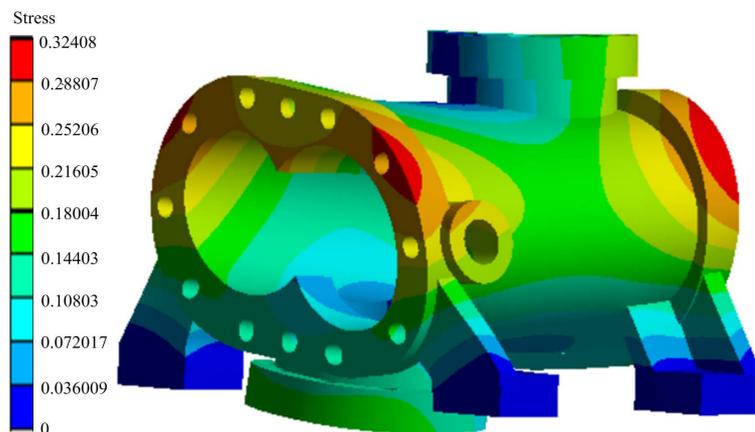


Figure 5. Third order mode diagram of main box
图 5. 主箱体三阶振型图

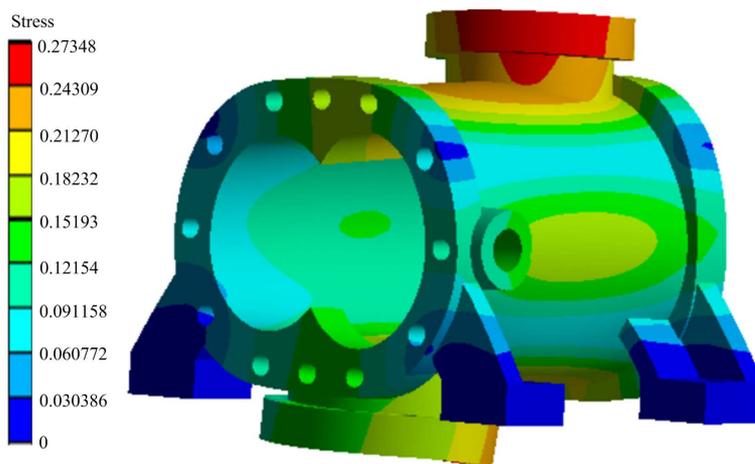


Figure 6. Fourth order mode diagram of main box
图 6. 主箱体四阶振型图

(2) 第二阶振型的振动形态：主箱体主要是沿 Z 向振动，振幅较大；Y 轴振动幅度较小；X 轴基本不变。整体变形较小，四个支撑体变形较小。变形主要集中在出入口的上下表面。最大变形量为 0.24693 mm，比一阶振型的变形量要略大。

(3) 第三阶振型的振动形态：主箱体主要是沿 X 和 Z 向振动，振幅较大；Y 轴振动幅度较小。中部壳体和上下出入口变形较大，四个支撑体变形较小。变形主要集中在壳体外表面的两端面。最大变形量为 0.32408 mm，是四个振型图中变形量最大的。

(4) 第四阶振型的振动形态：主箱体主要是沿 X 和 Y 向振动，振幅较大；Z 轴振动幅度较小。中部壳体和上下出入口产生明显变形。四个支撑体基本不动。变形主要集中在出入口的外表面。最大变形量为 0.27348 mm，比第一阶、二阶振型的变形量都要大，小于第三阶振型的变形量。

四个支撑体的使用增加了箱体的强度，施加固定约束的位置是支撑体的下表面，这样施加固定约束可降低该区域的振幅，从而使结构趋于稳定，有利于工作的稳定性[10]。

根据公式：

$$\omega = \frac{n}{60} \quad (4)$$

得出不同固有频率下的螺杆膨胀机转速 n 在 44374~86622 r/min 间变化,因在实际工作中考虑到装置的安全性和能源的有限性,输入的蒸汽压力不会太高[11],所以工作转速不可能接近上述数值,即产生共振的可能性非常小。

5. 结论

通过对双螺杆膨胀机主箱体进行模态分析,得到了其前四阶振型图及固有频率,进而计算出双螺杆膨胀机危险转速在 44374~86622 r/min 间变化。得出了影响主箱体变形的因素,并对如何使结构趋于稳定进行了简要说明;同时通过控制输入转速范围,有效避免了共振现象的产生,为双螺杆膨胀机主箱体的分析及共振研究提供了一定的数据支持,也进一步分析奠定了基础。

致 谢

本文的研究工作得到浙江省基础公益研究计划项目(No.LGG18E050014)与浙江省大学生创新创业训练计划项目资助(项目编号:2019R435014)。

参考文献

- [1] 赵海涛,吴乃领,杨建国. 基于热模态与振动模态的车削中心主轴箱结构设计分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2015(10): 54-55.
- [2] 张晓松. 整体式减速器箱体的有限元分析[J]. 价值工程, 2010, 29(28): 135.
- [3] 李红华. 双螺杆挤出机传动箱体的有限元模态分析及结构优化设计[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京农业大学, 2012.
- [4] 刘碧俊,孙铁波,董建峰. YND100 减速器箱体模态分析与研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2011(12): 46-48.
- [5] 李蕾,冯显英,张成梁. 滚珠型弧面凸轮分度机构动力学模型的建立及模态分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(16): 62-65.
- [6] 南永博,赵永强,杜泉雄. 基于 ANSYS Workbench 的两级减速器箱体模态分析[J]. 机电信息, 2018(9): 88-89.
- [7] 买买提明·艾尼,陈华磊. ANSYS-Workbench 14.0 仿真技术与工程实践[M]. 北京: 清华大学出版社, 2013: 72-75.
- [8] 梁尚明,罗伟,徐俊光,徐礼钜. 摆动活齿减速器系统有限元模态分析[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2004(2): 77-80.
- [9] 龚志奔,朱鸿彬,张琳. 单螺杆压缩机转子振动模态分析[J]. 家用电器, 2015(9): 72-75.
- [10] 刘碧俊,孙铁波,董建峰. YND100 减速器箱体模态分析与研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2011(12): 46-48.
- [11] 吴高捷,张帆,朱君,等. 双螺杆膨胀机螺杆转子的模态分析[J]. 设计与研究, 2016, 43(11): 4-9.