

基于ANSYS的车床床身有限元分析

牛王鑫, 马孟祥, 徐世通

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2025年4月30日; 录用日期: 2025年5月23日; 发布日期: 2025年5月30日

摘要

床身是机床的支承件, 其动态特性直接影响车床的加工精度与精度稳定性。文章以CA6140车床为研究对象, 采用SolidWorks建立床身三维模型, 借助大型有限元软件ANSYS对床身进行模态分析、静态分析和谐波分析。模态分析结果表明床身的上面局部刚度较薄弱; 静态分析结果表明3个方向的刚度分布不均匀; 谐响应分析结果得到3个方向的共振频率。根据有限元分析结果, 对车床床身结构进行优化, 确定合理的车床结构。

关键词

车床车身, 有限元, 静态分析, 模态分析, 谐响应分析

Finite Element Analysis of Lathe Bed Based on ANSYS

Wangxin Niu, Mengxiang Ma, Shitong Xu

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

Received: Apr. 30th, 2025; accepted: May 23rd, 2025; published: May 30th, 2025

Abstract

The lathe bed is the supporting part of the machine tool, and its dynamic characteristics directly affect the machining accuracy and precision stability of the lathe. Taking the CA6140 lathe as the research object, SolidWorks is used to establish the three-dimensional model of the bed, and modal analysis, static analysis, and harmonic analysis are carried out on the bed with the help of large-scale finite element software ANSYS. The results of the modal analysis show that the local stiffness

of the upper part of the bed is weak; the results of the static analysis show that the stiffness distribution in 3 directions is not uniform; the results of harmonic response analysis get the resonance frequencies in 3 directions. According to the results of finite element analysis, the lathe bed structure is optimized, and a reasonable lathe structure is determined.

Keywords

Lathe Body, Finite Element, Static Analysis, Modal Analysis, Harmonic Response Analysis

Copyright © 2025 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

目前,在国际上,工业发达的国家都非常重视机床行业,为了加快工业和国民经济的发展,正在积极开发机电一体化、高精度、高效、自动化的先进机床。欧、美、亚等国家在世界范围内的竞争一直很激烈,已经形成了一个看不见的战场,尤其是随着微电子和计算机技术的不断发展。上个世纪八十年代之后,数控机床的发展速度越来越快,不同的客户对它的要求也越来越高,四大国际机床发展早已成为各国机床制造商竞相展示先进技术、争夺用户、扩大市场的焦点[1]。中国加入 WTO 后,正式参与世界市场的激烈竞争,今后如何加强机床工业实力、加速数控机床产业发展,确实是紧迫而又艰巨的任务[2]。

机床在加工过程中的振动,无论是强迫振动还是白激振动过大,都会降低机床加工的精度和表面质量,影响机床加工效率的发挥。因此,现代机床的发展越来越重视对机床结构动态特性的研究[3]。

机床结构的动态特性主要包括振动固有频率、阻尼比和振型。由于机床结构是多自由度系统,必然存在多个具有特定固有频率、阻尼比和振型的模态。试验模态分析是一种在频域内研究结构动态特性的方法,其特点是理论分析与测试实验密切结合,运用模态参数识别技术得到机床结构的模态频率、阻尼比和振型,从而为机床动态特性的深入研究、分析机床动态薄弱环节及机床结构优化设计提供科学的依据[4] [5]。

2. 机床床身的模态分析

2.1. 模态分析的基本理论

一个 N 自由度线性定常数振动系统,其运动方程为:

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

式中[M]、[C]、[K]为该振动系统的质量、阻尼和刚度矩阵, {x}和{F}分别为系统各点的位移向量和激励力向量。[M]、[K]通常为实系数对称矩阵,阻尼矩阵[C]为非对称矩阵。

模态分析方法就是以无阻尼的各阶主振型所对应的模态坐标来代替物理坐标,使振动系统的微分方程解变成独立的微分方程组。对式(1)两边进行拉氏变换,可得:

$$(s^2[M] + [C] + [K])\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (2)$$

其令 $s = j\omega$, 将其代入上式得到一组耦合方程,为了解耦,引入模态坐标令 $\{x\} = [\varphi]\{q\}$, 其中 $[\varphi]$ 为振型矩阵, {q} 为模态坐标。将其代入耦合方程中得:

$$([K]-\omega^2[M]+j\omega[C])[\phi][q]=\{F\} \tag{3}$$

将质量、刚度矩阵和系统的阻尼矩阵对角化，并对(3)乘 $[\phi]^{-1}$ 得：

$$([K]-\omega^2[M]+j\omega[C])[q]=[\phi]^{-1}\{F\} \tag{4}$$

通过解耦，N 个互相耦合的方程就变成了在模态坐标下相互独立的方程组，采用模态坐标后，N 个自由度振动的响应相当于 N 个模态坐标下单自由度系统的响应之和，即模态叠加原理。在模态坐标下的模态参数就变成模态质量、模态刚度、模态阻尼和模态振型。

2.2. 建立床身的有限元模型

以 CA6140 机床床身零件图为基础，在三维建模软件 SolidWorks 原模型进行简化，最终的结果如图 1 所示：

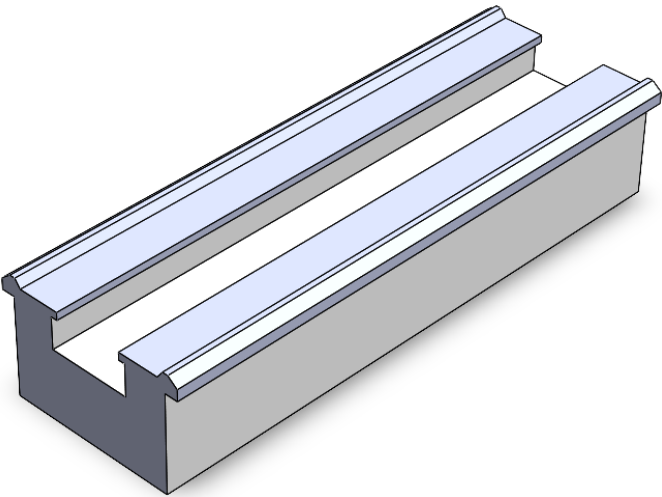


Figure 1. Machine tool bed model
图 1. 机床床身模型

在 ANSYS 中导入床身结构模型，依次单击主菜单 > 模态 > 工程数据 > 几何结构，在导入模型前对机床床身的材料属性进行设置。打开材料属性：依次点击工程数据 > 物理属性(Density) > 线性弹性(Isotropic Elasticity)，材料选用 HT200，各要求如表 1 所示。

Table 1. Material details
表 1. 材料详细信息

材料名称	密度(Density)	杨氏弹性模量(EX)	泊松比(PRXY)
HT200	7850 kg/m ³	200 GPa	0.3

2.3. 网格划分与约束设置

在插入三维模型并对其赋予材料属性后，进行网格划分。网格划分是用节点、单元填充实体模型建立有限元模型的过程。首先定义单元属性，指定单元尺寸为 30 mm，采用自动生成的方法生成网格，得到 65,386 个节点和 14,016 个单元，见图 2。

根据实际工况分析对床身施加约束，在床身底侧施加固定支撑，见图 3。

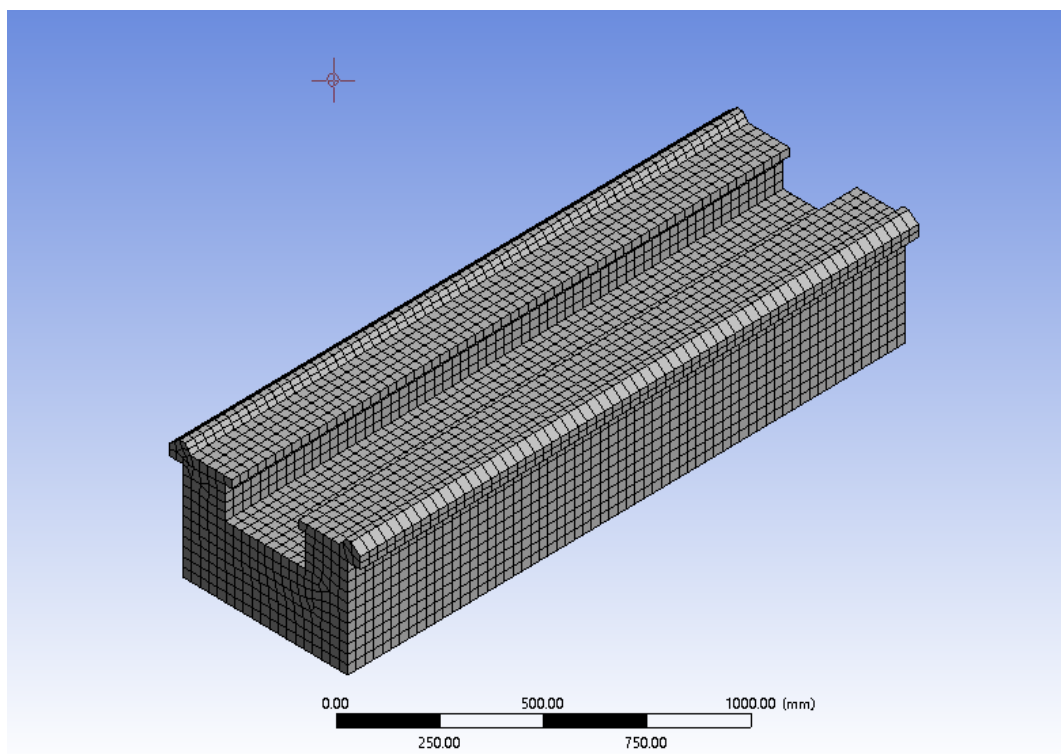


Figure 2. Machine bed meshing effect

图 2. 机床床身网格化效果图

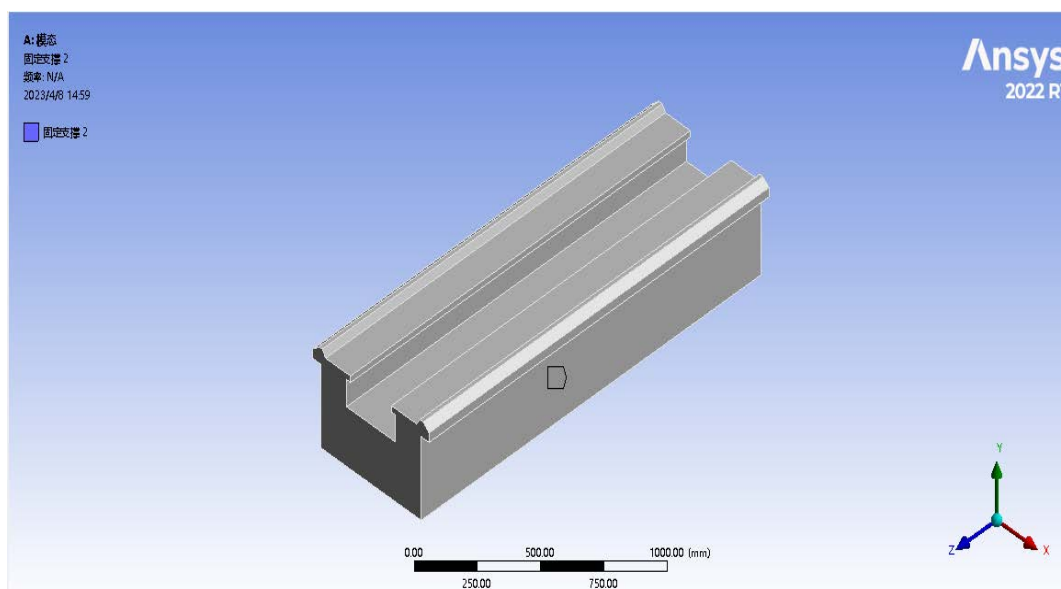


Figure 3. Applying constraints in ANSYS

图 3. ANSYS 中施加约束

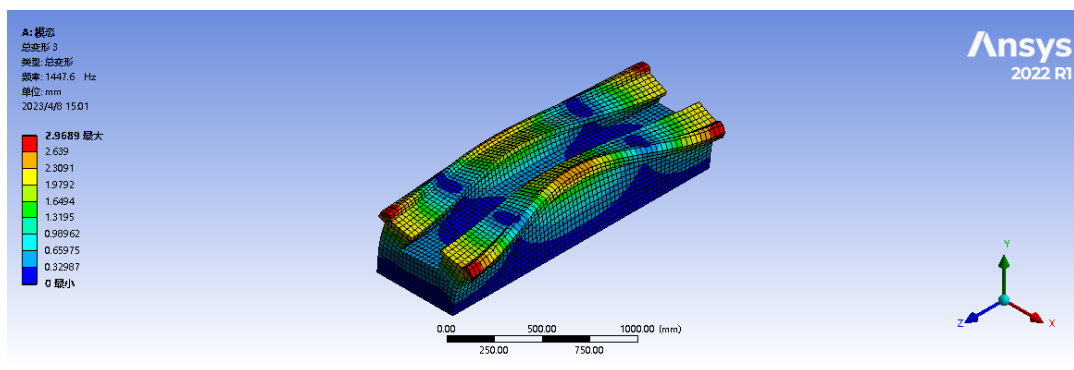
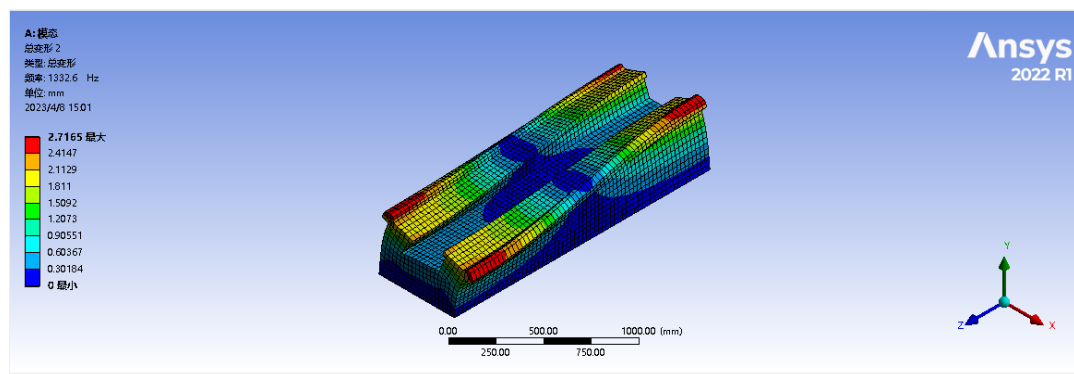
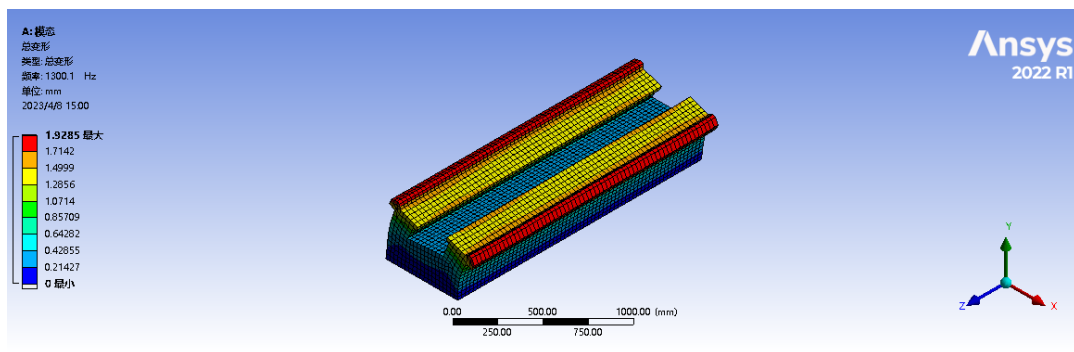
2.4. 求解结果分析

在求解之前，在模态主菜单的分析中设置最高模态阶数为 6 阶。随后进入求解器主菜单，右击求解得出前 6 阶的固有频率，如表 2 所示。

机床床身模型前 6 阶相应的模态振型如图 4 所示。

Table 2. The first 10 natural frequencies and vibration modes of the bed structure
表 2. 床身结构的前 10 阶固有频率和振型

阶数	固有频率(Hz)	振型
1	1300.1	整体前后振动
2	1332.6	左右局部前后振动
3	1447.6	整体前后振动
4	1475.8	导轨和侧面局部振动
5	1499.4	导轨左右前后振动
6	1597.3	整体绕 Z 轴振动



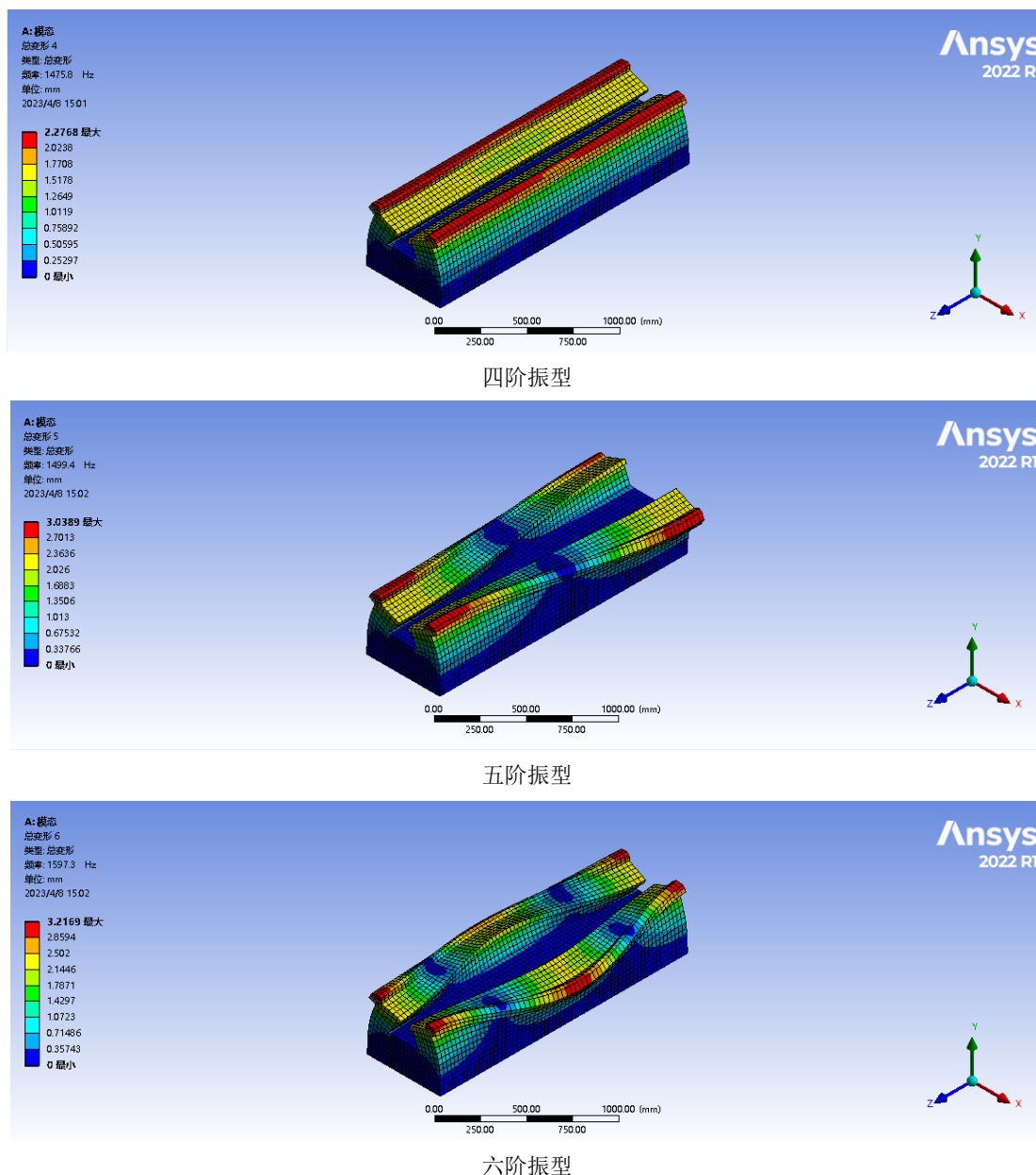


Figure 4. Sixth-order vibration pattern of the front of the machine bed
图 4. 机床床身前六阶振型图

由表 2 可知, 机床床身的前六阶固有频率在 1300 Hz~1597 Hz 之内, 在车床实际作业过程中, 要避免发生共振现象, 虽然局部的振动不能代表床身的整体振动品质, 但它却影响噪声水平和稳定性。应采取提高其刚度的措施, 如在底板和左右侧板配置数根加强筋。

3. 机床床身的静力学分析

3.1. 静力学分析基础

静态分析主要从静力学、几何学、物理学三个方面对结构进行分析。通过结构强度和刚度的有限元静力分析, 可以找到床身在各种工况下的变形和材料应力的最大值以及分布情况。以此为依据, 通过改

变结构的形状尺寸或者改变材料的特性来调整质量和刚度分布,使床身各部位的变形和应力情况尽量均衡。同时可以在保证结构强度和刚度满足使用要求的前提下,最大限度地降低材料用量,使床身的自重减轻,从而节省材料和降低能耗,提高整机性能[6]。

第四强度理论认为:单元体的均方根剪应力是引起材料屈服破坏的主要因素。对于大型数控落地镗铣床床身,保证其在各工况下材料的最大应力值不超过材料的极限应力,是确保床身实现其功能的必备条件。床身材料一般为 HT200,其抗拉强度为 200 Mpa,材料的失效以材料发生塑性变形为标志[7],因此对车身骨架的静态强度校核可以根据第四强度理论,选择 Von Mises 等效应力来判断结构的强度。

Von Mises 等效应力可以表示为:

$$\sigma_r = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (5)$$

3.2. 施加载荷和约束

床身分析过程中,边界条件的正确确定和设置是正确分析的必要条件[8]。床身的三维模型、网格划分和约束都按照模态分析时的设置,不做改变。参考车床的整机三维模型,在床身与主轴箱、溜板箱和尾座的接触面上施加 450 N~500 N 的力,施加的载荷如图 5 所示。随后在求解器中插入总变形、等效应力和三个方向的定向变形,右击评估所有结果,得到其变形、应力云图。

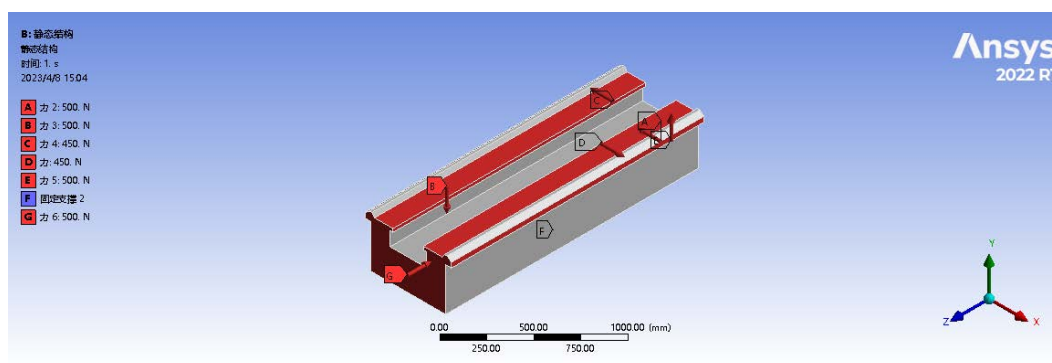


Figure 5. Machine bed load application effect
图 5. 机床床身载荷施加效果图

3.3. 求解结果分析

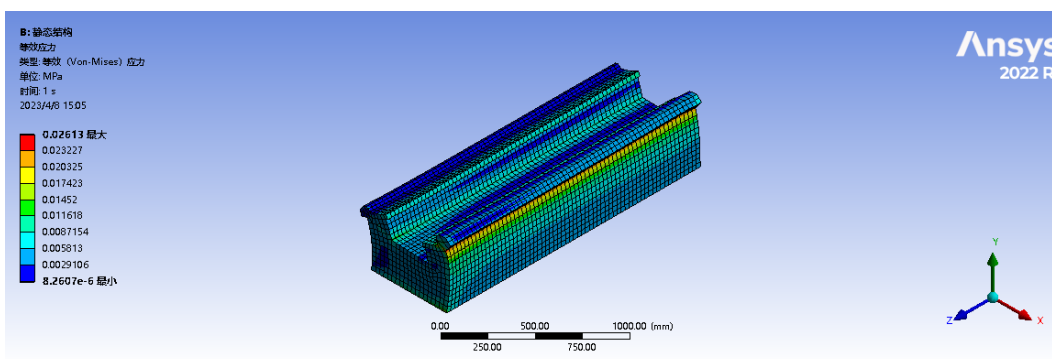


Figure 6. Von Mises distribution of equivalent stresses in lathe bed
图 6. 车床床身等效应力 Von Mises 分布云图

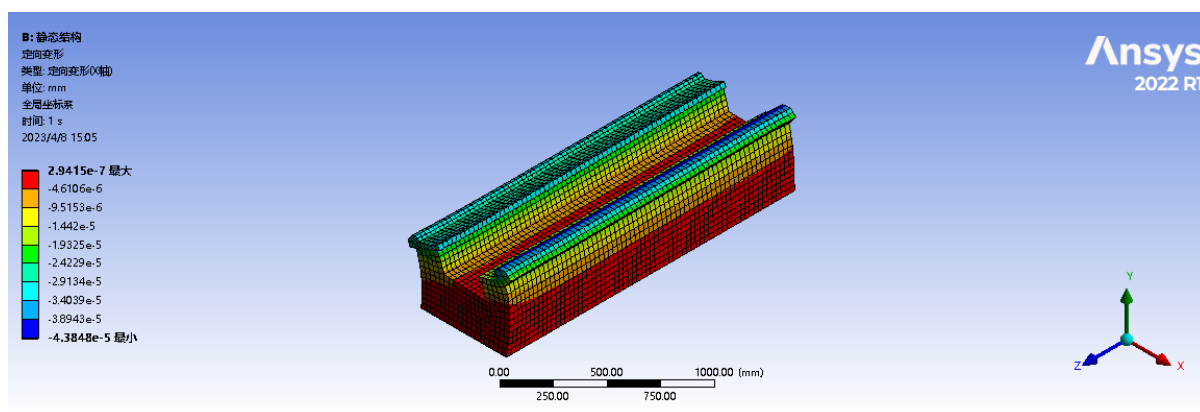


Figure 7. Distribution of X-direction deformation of lathe bed structure

图 7. 车床床身结构 X 向变形分布图

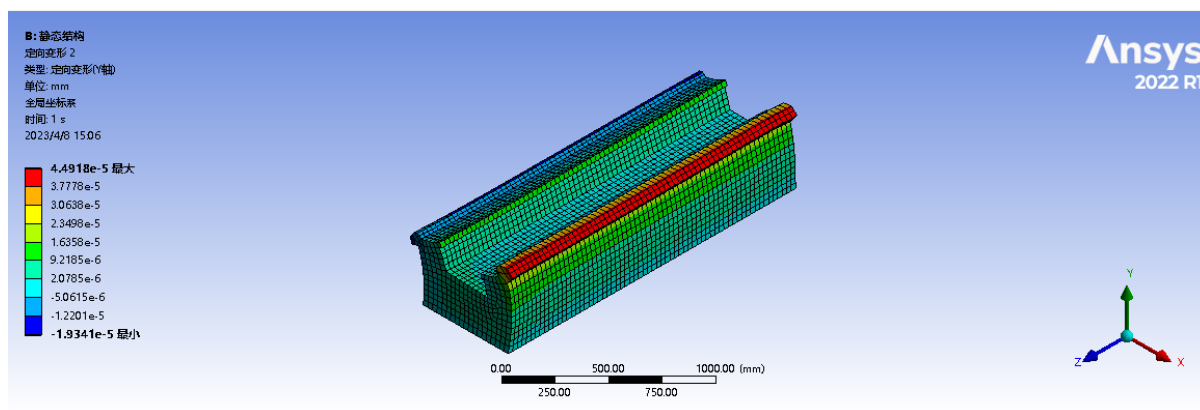


Figure 8. Distribution of Y-direction deformation of lathe bed structure

图 8. 车床床身结构 Y 向变形分布图

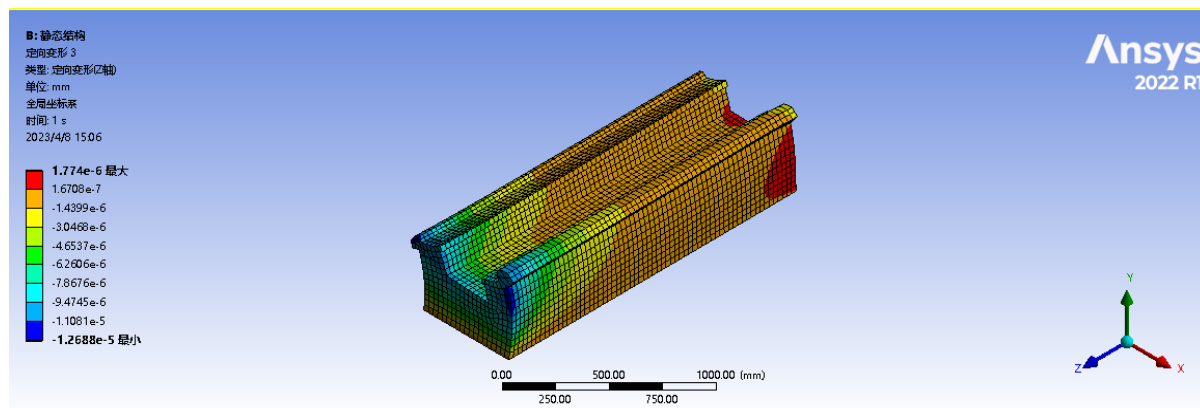


Figure 9. Distribution of Z-direction deformation of lathe bed structure

图 9. 车床床身结构 Z 向变形分布图

应力分析:

从等效应力 Von Mises 分布云图(图 6)可以看出,床身等效应力 Von Mises 值为最大值为 0.02613 Mpa, 位于导轨的直角线处。床身应力分布不均;从应力分析角度,材料抵抗破坏的能力还是有很大的潜力。

刚度分析:

从结构 X、Y、Z 方向的变形云图及从结构总变形云图(图 7~10)可以看出,床身结构大部分区域的总变形最大值为 $5.5081\text{e-}5\text{mm}$, 位于床身导轨处, 三个方向的变形值分布不均匀。结构在三个方向最大位移分别为 $2.9415\text{e-}7\text{ mm}$ 、 $4.4918\text{e-}5\text{ mm}$ 、 $1.774\text{e-}6\text{ mm}$, 说明床身结构的变形较小, 能在最大承载条件下保证加工产品具有较高的精度, 结构在三个方向的位移差距较大, 在三个方向刚度分布不均匀, 可以对结构进一步分析, 应通过结构改进来合理分布。

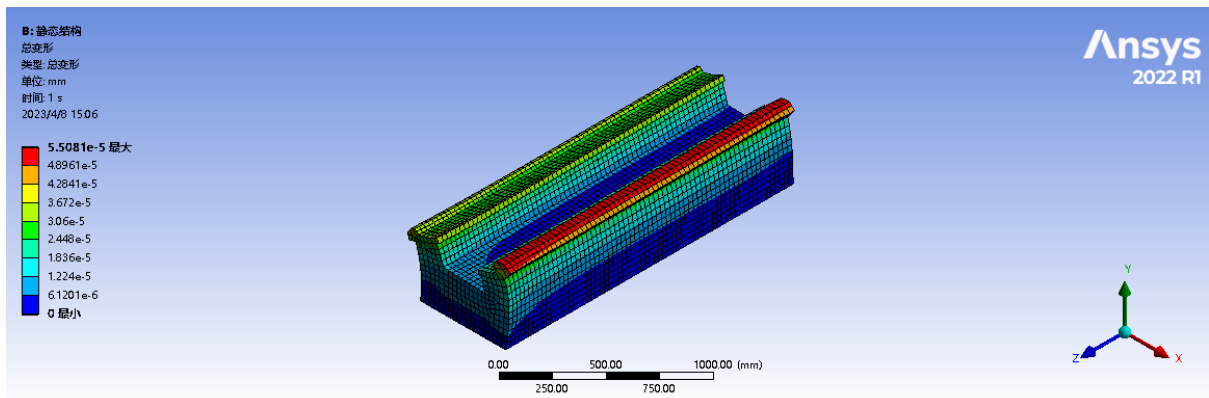


Figure 10. Distribution of total deformation of lathe bed structure

图 10. 车床床身结构总变形分布图

4. 机床床身的谐响应分析

4.1. 谐响应分析的原理和约束

谐响应分析用于确定结构在承受随时间按正弦变化的载荷的稳态响应。运动方程为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \sin(\theta t) \quad (6)$$

其位移响应为:

$$|x| = |A| \sin(\theta t + \varphi) \quad (7)$$

式中: φ 为位移响应滞后激励载荷的相位角, A 为位移幅值向量, θ 为激振力的频率[8]。

基于对车床床身模态分析结果, 采用模态叠加法(Mode Superposition)进行谐响应分析。模态叠加法通过对模态分析得到的振型(特征向量)乘上因子并求和来计算出结构的响应, 它的优点是: 能够使解按照结构的固有频率聚集, 响应曲线可以更平滑, 更精确[9]。

将模态分析中的基本数据信息导入至谐响应分析中, 材料、约束、施加的载荷都与上述一致。

4.2. 求解及结果分析

在模态分析中, 低阶模态的作用占主要地位, 高阶模态影响较小, 且阶数越高, 影响越小[10]。谐响应扫频频宽要比模态振动频宽小 1.5 倍, 所以频宽设置为 880 Hz~1000 Hz 采用模态叠加法得到频率响应应力频率曲线如图 11~13 所示。

从图 11~13 中可以发现在 X、Y、Z 三个方向上最大振幅分别为: $2.0896\text{e-}005\text{ MPa}$ 、 $1.593\text{e-}004\text{ MPa}$ 、 $1.302\text{e-}005\text{ MPa}$, 对应的频率均为 1000 Hz。实际工作中要注意避免外部激励频率落在上述频率附近。

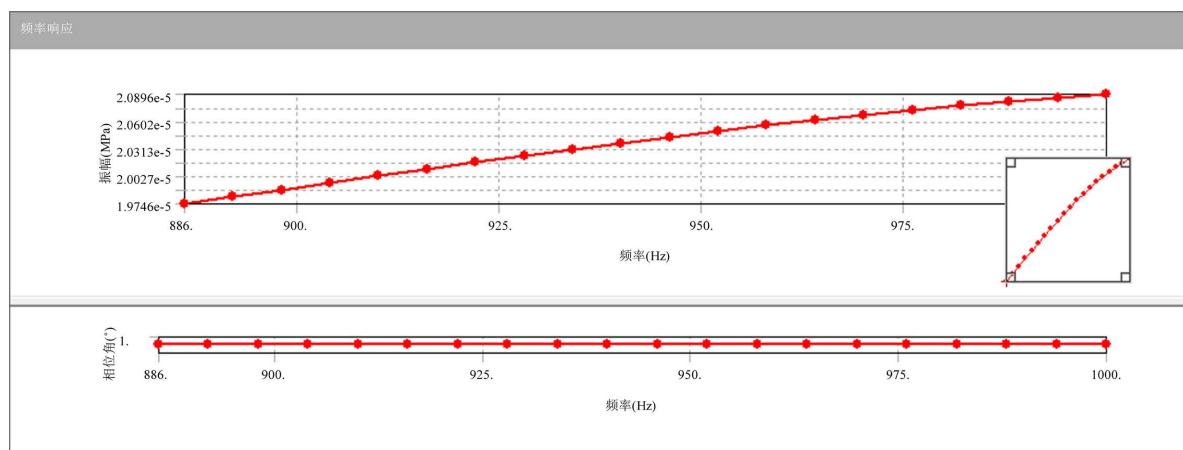


Figure 11. Amplitude-frequency curves in the X-direction

图 11. X 方向的幅频曲线

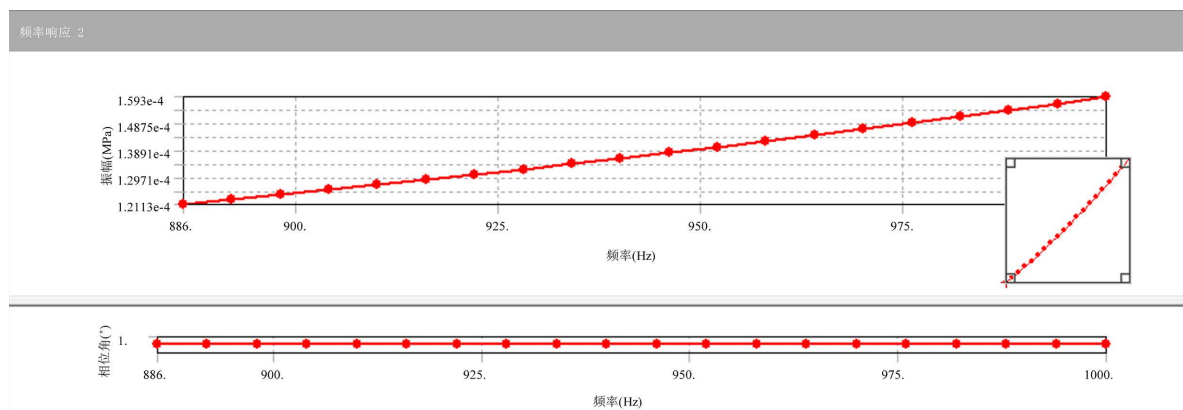


Figure 12. Amplitude-frequency curves in the Y-direction

图 12. Y 方向的幅频曲线

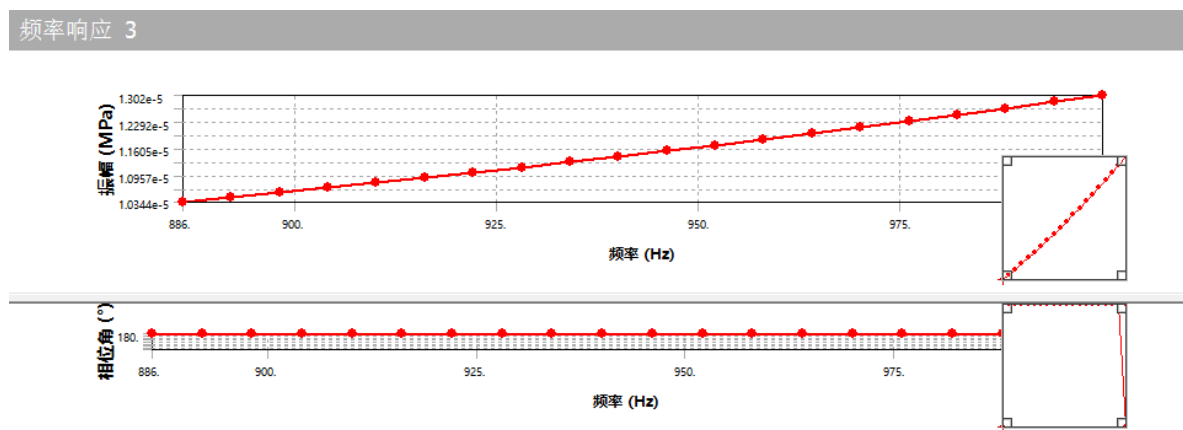


Figure 13. Amplitude-frequency curves in the Z-direction

图 13. Z 方向的幅频曲线

5. 结论

本文主要围绕机床床身的模态分析、静力学分析以及谐响应分析展开研究,旨在通过有限元方法深

入探究机床床身的动态特性和静态特性，为其结构优化提供科学依据。计算得到了床身的固有频率和振型，并通过对其分析，得到了床身在切削过程中容易发生共振的频率范围，验证了车床床身设计的合理性；对床身进行静力分析，通过对床身的应力、变形的分析也验证了其刚度和强度的合理性；对床身前 6 阶模态分析结果进行谐响应分析，发现实际工作中要注意避免外部激励频率落在 1000 Hz 附近。

综上所述，本文通过模态分析、静力学分析和谐响应分析，全面评估了机床床身的动态和静态性能，明确了其在不同工况下的薄弱环节，为后续的结构优化设计和性能提升提供了详细的理论分析和数据支持，对增强机床工业实力、加快数控机床产业发展具有重要的参考价值。

参考文献

- [1] 陈文锋, 毛汉领, 雷力生, 曹硕生. MXBS-1320 型高速外圆磨床动态性能的试验研究[J]. 广西机械, 1997(2): 40-46.
- [2] 伍建国, 陈新, 孙庆鸿, 郁文凯, 蔡英. 内圆磨床床身结构的动态分析与优化设计[J]. 精密制造与自动化, 2002(2): 25-26, 46.
- [3] 张海伟, 阎勤劳, 刘明光, 李陇梅. 数控机床动态性能的分析及其结构优化[J]. 制造技术与机床, 2006(5): 47-48.
- [4] 杨永亮. 基于有限元的车床床身结构优化[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连理工大学, 2006.
- [5] Hull, P.V. and Canfield, S. (2005) Optimal Synthesis of Compliant Mechanisms Using Subdivision and Commercial FEA. *Journal of Mechanical Design*, **128**, 337-348. <https://doi.org/10.1115/1.2159026>
- [6] 焦猛. 大型数控落地镗铣床床身有限元分析及轻量化设计[D]: [硕士学位论文]. 苏州: 苏州大学, 2012.
- [7] 倪晓宇, 易红, 汤文成, 倪中华. 机床床身结构的有限元分析与优化[J]. 制造技术与机床, 2005(2): 47-50.
- [8] 刘涛, 王卫辉, 鹿飞, 袁仁武. 基于 Workbench 的箱形伸缩臂模态及谐响应分析[J]. 制造业自动化, 2015, 37(4): 80-82, 97.
- [9] 赵江, 俞建峰, 楼琦. 基于流固耦合的 T 型管振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2019, 38(22): 117-123, 170.
- [10] 蒋海江. 起升动载激励下门座起重机臂架系统动态特性研究[D]: [硕士学位论文]. 武汉: 武汉理工大学, 2006.