

某轿车盘式制动器零部件约束模态仿真分析

石梦成

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2023年9月17日; 录用日期: 2023年10月26日; 发布日期: 2023年11月2日

摘要

本文基于ANSYS软件对某轿车盘式制动器零部件进行模态仿真分析。首先将建立的盘式制动器零部件的三维模型导入Ansys-Workbench中; 然后对模型进行网格划分, 确保模型准确描述结构特征和边界条件; 最后采用模态分析方法, 对盘式制动器进行固有频率和振型分析。仿真结果表明, 制动器主要零件的固有频率随模态阶数的增加呈递增趋势。并且, 从第一阶模态开始, 各部件的固有频率存在显著差异, 表明制动盘和摩擦片的模型设计和材料选择较为合理, 能够有效避免共振问题的产生, 对于盘式制动器的设计和性能优化具有重要的指导意义, 可为制动系统的安全和可靠性提供理论依据。

关键词

盘式制动器, 零部件, 约束模态, 仿真分析

Constrained Modal Simulation Analysis of Car Disc Brake Components and Parts

Mengcheng Shi

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

Received: Sep. 17th, 2023; accepted: Oct. 26th, 2023; published: Nov. 2nd, 2023

Abstract

This article is based on ANSYS software to conduct modal simulation analysis of a certain car disc brake component. Firstly, import the 3D model of the disc brake components into Ansys Workbench; Then mesh the model to ensure accurate description of structural features and boundary conditions; Finally, modal analysis method is used to analyze the natural frequency and vibration mode of the disc brake. The simulation results show that the natural frequencies of the main components of the brake show a decreasing trend with the increase of modal order. Moreover, starting from the first mode, there are significant differences in the natural frequencies of each component, indicating that the model design and material selection of the brake disc and friction plate are reasonable and can effectively avoid resonance problems. This has important guiding

significance for the design and performance optimization of disc brakes, and can provide a theoretical basis for the safety and reliability of the braking system.

Keywords

Disc Brake, Components and Parts, Constraint Modes, Simulation 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

盘式制动器是汽车中常见的制动系统之一，用于实现车辆的减速和停车[1]。在制动器的设计和开发过程中，模态分析是一种重要的工程工具[2]，可以评估制动器结构的振动特性和固有频率。通过模态分析，可以了解制动器在振动条件下的振动模态，从而揭示潜在的振动问题，优化设计，改善系统的动态性能，减少噪音和振动。

为了设计高的性能盘式制动器，高德峰[3]采用接触摩擦模型，选取紧急制动工况对制动器的盘、片的热力耦合特性进行仿真与试验分析，为此类研究提供参考；潘公宇[4]为了寻找降低抖动的方案，构造出动力学模型，提出了一种对制动卡钳结构和制动块背板结构改进的有效方案；张军[5]通过优化制动盘安装连接方式，有效的降低了汽车制动 NVH 性能；周云泽[6]通过软件分析和台架试验对盘式制动器进行复特征值分析和自由模态分析，探讨出系统部件自由模态与摩擦耦合模态的关系；袁琼[7]使用三种不同制动模式下的热-机耦合行为进行分析，对制动器不同工况下制动情况研究有较大指导意义。这些研究对制动器不同工况不同尺寸进行了试验分析，为制动器的改进提供了参考，本文主要对某轿车盘式制动器进行约束模态仿真，对其频率和振型进行分析。首先通过建立制动器的有限元模型，然后应用 ANSYS 软件进行约束模态分析，通过逐渐增加模态阶数，分析了制动器主要零件的固有频率随模态阶数的变化情况，同时对各个零件的固有频率进行比较分析，以评估各个部件之间的共振情况。

2. 结构与材料

本文以某汽车盘式制动器为对象，利用 solidworks 建立盘式制动器各零部件三维物理模型，包括制动盘、摩擦片、卡钳、支架、转向节等，其结构如图 1 所示；使用 workbench 模态分析时定义材料的密度、泊松比和弹性模量，如表 1 所示。

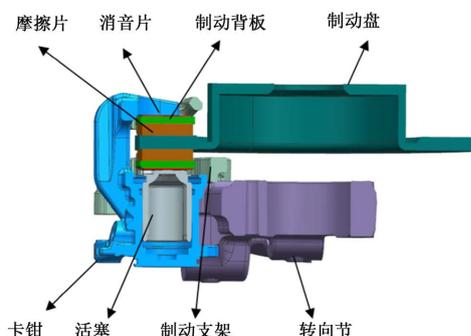


Figure 1. Structure diagram of disc brake

图 1. 盘式制动器结构图

Table 1. Materials of components of disc brake
表 1. 盘式制动器部分零部件材料参数

零部件	制动背板	摩擦片	卡钳	制动盘	转向节	活塞	支架
密度/ $t.mm^{-3}$	7.8E-9	1.55E-09	7.15E-9	7.2E-9	2.85E-9	7.86E-9	7.15E-9
杨氏模量/MPa	200,000	105,000	166,000	120,841	73,800	210,000	166,000
泊松比	0.28	0.25	0.28	0.26	0.33	0.3	0.28

3. 结果与分析

3.1. 前处理

3.1.1. 材料属性

打开 Ansys workbench, 打开 modal 模块, 将表 1 中各零部件参数输入 workbench 工程数据库中, 并导入相应的模型中。

3.1.2. 网格划分

双击 Model, 打开 Mechanical 界面, 然后右击 Mesh, 将单元尺寸设置成 3 mm, 单击 Generate Mesh, 结果如图 2 所示。其中制动盘生成 243,014 个节点和 153,243 个单元, 得有限元模型图, 如图 2(a)所示; 摩擦片生成 17,077 个节点和 7902 个单元, 如图 2(b)所示; 卡钳生成 185,716 个节点和 109,235 个单元, 如图 2(c)所示; 支架生成 64,929 个节点和 36,348 个单元, 如图 2(d)所示; 盘式制动器总成生成 1,654,307 个节点和 1,104,617 个单元, 如图 2(e)所示。

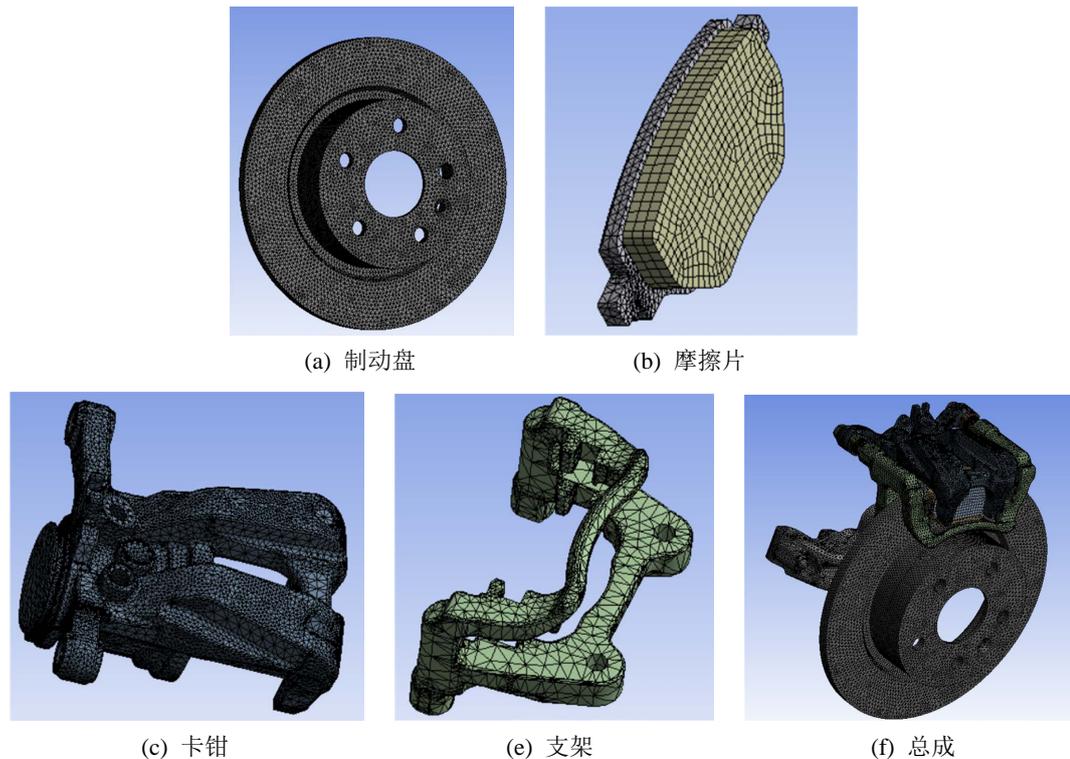


Figure 2. Main structure and assembly mesh of the disc brake
图 2. 盘式制动器主要结构和总成网格图

31.3. 边界条件

该盘式制动器绕 Y 轴转动：

1) 根据制动盘的实际安装，对轮毂安装面施加 X、Z 方向约束；对与摩擦片接触的摩擦面同样施加 X、Z 方向约束；对制动盘螺纹孔进行全约束。

2) 根据摩擦片的安装情况，将摩擦片与制动背板看成一个整体，对与制动盘接触的摩擦面和卡钳接触的制动背板面施加 X、Z 方向约束，对四个端面进行全约束；

3) 钳体与支架的螺栓连接处，由于钳体可相对支架做轴向滑动，所以 6 个自由度中，沿轴向的移动是自由的，即其余 5 个自由度被约束。

4) 根据实际工况，支架与转向节连接的 2 个螺栓孔处，其 6 个自由度全被约束。

3.2. 后处理

由于高阶模态分析容易引起一定的误差，而且高阶模态难以被激励，因此本文提取前 6 阶的固有频率和振型进行分析。

3.2.1. 制动盘模态分析

求解得到的制动盘模态振型如图 3 所示。

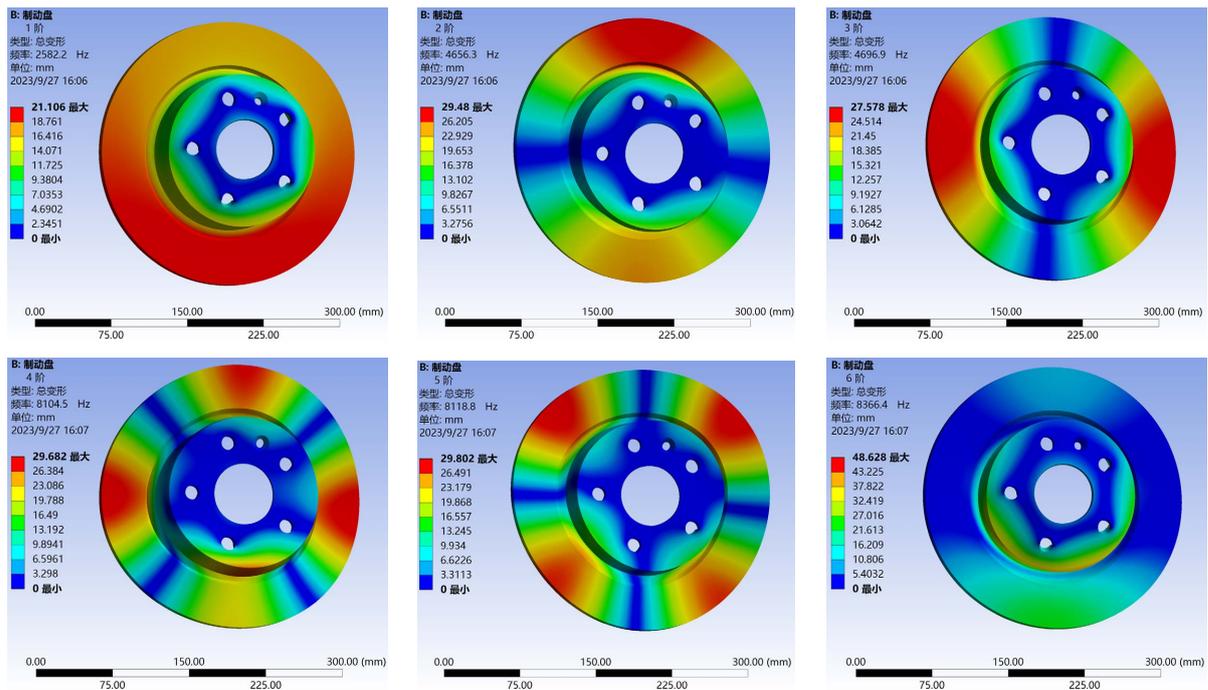


Figure 3. Mode shapes of the brake disc from 1st to 6th order

图 3. 制动盘 1~6 阶模态振型图

根据得到的模态振型图和演示动画，制动盘第一阶模态频率为 2582.2 Hz，与摩擦片接触的摩擦面振型较大，表现为中心孔固定，盘体轴向运动；第二阶模态频率为 4656.3 Hz 和第三阶模态频率 4696.9 Hz 的振型相似，振型分布对称，说明制动盘两侧相对于中心线对折运动；第四阶和第五阶模态频率为 8104.5 Hz 和 8118.8 Hz，表现为两组对折运动；第六阶模态频率为 8366.4 Hz，轮毂轴向运动。前六阶模态振型图最大应变都集中在制动盘边缘，故边缘处易产生噪音。

3.2.2. 摩擦盘模态分析

求解得到的摩擦片模态振型如图 4 所示。

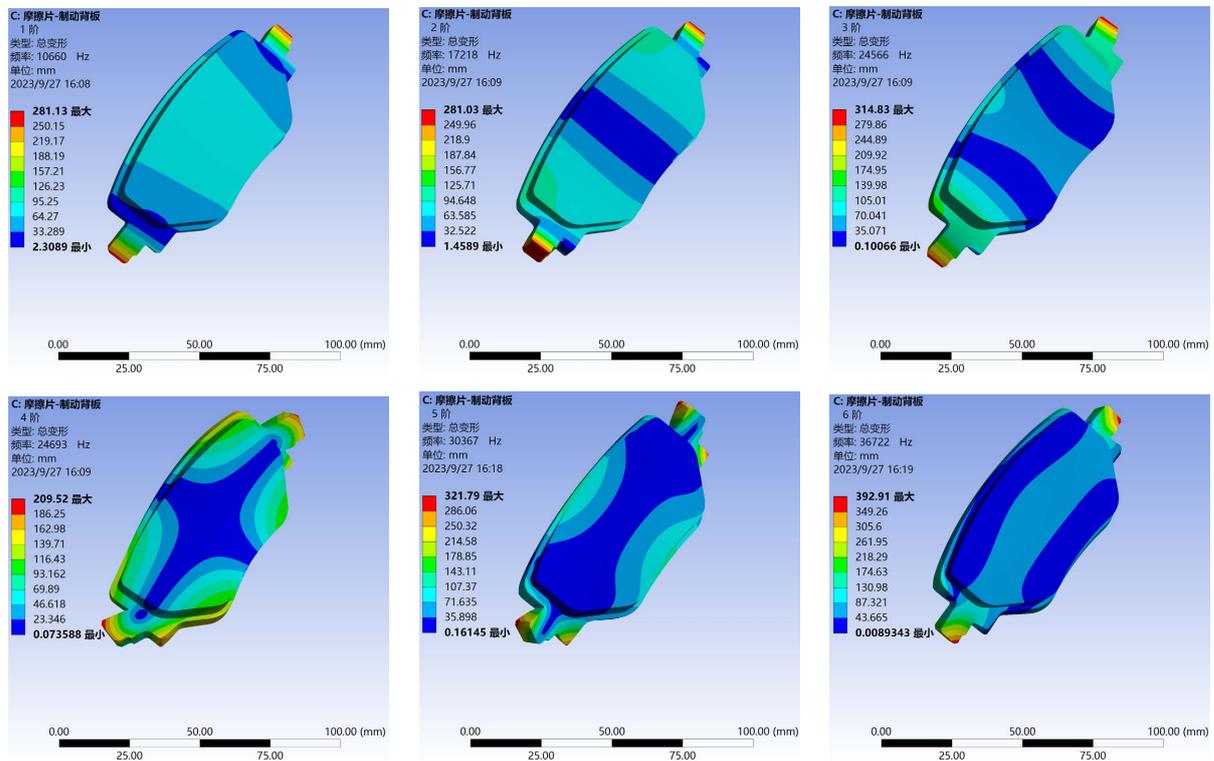


Figure 4. Mode shapes of the brake pads from 1st to 6th order

图 4. 摩擦片 1~6 阶模态振型图

根据得到的模态振型图和演示动画，摩擦片第一阶模态频率为 10,660 Hz，表现为制动背板固定，摩擦片中加向轴向挤压产生变形；第二阶和第三阶模态频率分别为 17,218 Hz 和 24,566 Hz，左右存在应变，表现为摩擦片两端弯曲运动；第四阶模态频率为 24,693 Hz，摩擦片振型发生弯曲，摩擦片四个角落处应力较大，表现为摩擦片发生对折运动；第五阶和第六阶模态频率分别为 30,367 Hz 和 36,722 Hz，上下存在应变，表现为摩擦片两端弯曲运动；前六阶模态振型图显示，该摩擦片表面总体变形轻微，但四周边缘变化大，易产生振动噪音。对于摩擦片变形轻微可能是由于其采用具有较高弹性模量和刚度的材料，对受到的载荷有很好的抵抗能力，从而在受力时变形较小；而且在设计时，通常会选择足够的厚度，以增加其刚度和稳定性，从而减小变形；在仿真时摩擦片是根据其实际安装情况施加约束，这种约束条件可能会出现偏差从而限制摩擦片的自由变形和振动，使其相对固定，造成四周变形变化大，总体变形小。

3.2.3. 卡钳模态分析

求解得到的卡钳模态振型如图 5 所示。

根据得到的模态振型图和演示动画，在螺栓位置固定情况下，卡钳第一阶模态频率可忽略不计，表现为沿轴向移动；第二阶模态频率为 247.86 Hz，表现为后端钳体处大幅度上下摆动；第三阶模态频率为 1085.4 Hz，表现为后端钳体大幅度左右摆动；第四阶模态频率为 247.86 Hz，表现绕轴向转动；第五阶模态频率为 2551.1 Hz，表现为前端活塞处上下摆动；第六阶模态频率为 4111.8 Hz；表现为前端活塞处沿轴向摆动，后端钳体处对折运动。前六阶模态振型图最大应变都集中在活塞和钳体处，易产生噪音。

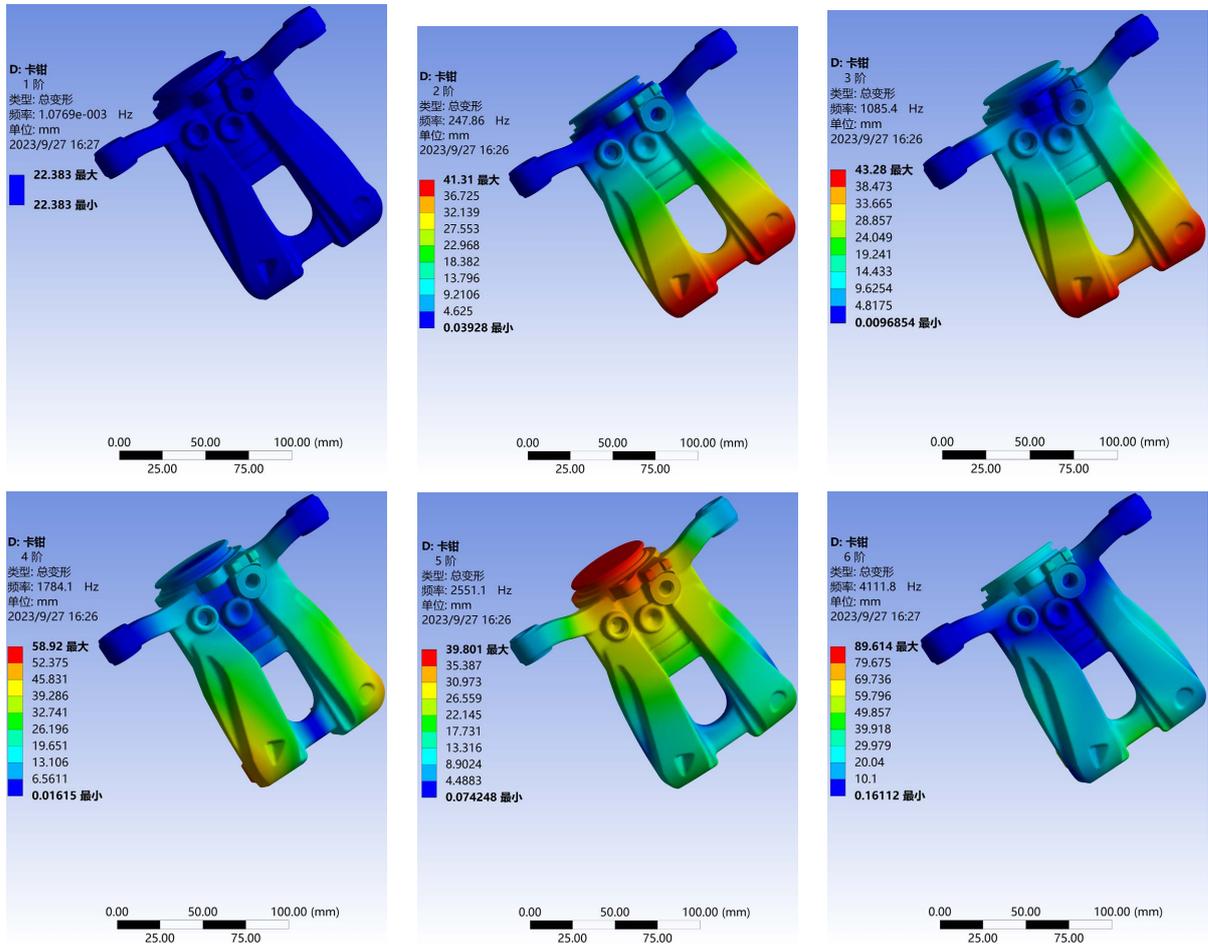
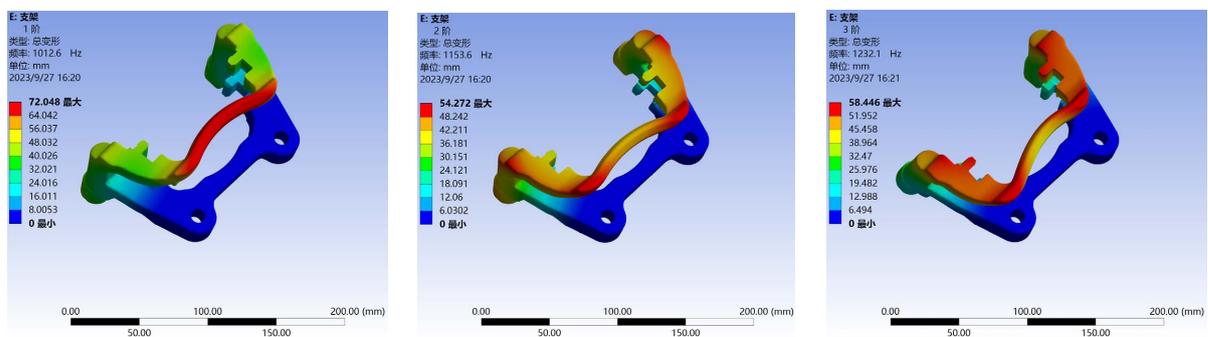


Figure 5. Mode shapes of the caliper from 1st to 6th order
图 5. 卡钳 1~6 阶模态振型图

3.2.4. 支架模态分析

求解得到的支架模态振型如图 6 所示。

根据得到的模态振型图和演示动画，在下端螺栓孔固定情况下，支架的第一阶模态频率为 1012.6 Hz，变为为上端支架绕两螺栓孔上下转动；第二阶和第三阶模态频率分别为 1153.6 Hz 和 1232.1 Hz，表现为上端两支架交错绕螺栓孔上下运动；第四阶模态频率为 1333.6 Hz，表现为上端两支架同步上下运动；第五阶模态频率为 1619.3 Hz，支架表现为左右发生对折运动；第六阶模态频率为 1842.5 Hz，支架表现为绕螺栓孔同步左右摆动。前六阶模态振型图最大应变都集中在支架上端处，易产生噪音。



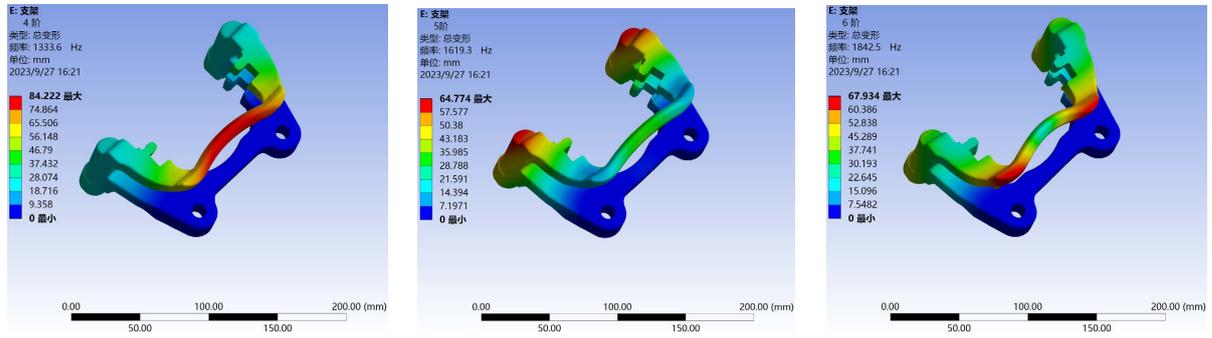


Figure 6. Mode shapes of the bracket from 1st to 6th order
图 6. 支架 1~6 阶模态振型图

3.3. 仿真结果对比分析

将通过 workbench 模态分析得到的各部件前六阶频率如表 2 所示。

Table 2. Modal frequencies of the primary components of the brake system up to the sixth order
表 2. 制动器主要部件前六阶模态频率(Hz)

	制动盘	摩擦片	卡钳	支架
1	2582.2	10660	0	1012.6
2	4656.3	17218	247.86	1153.6
3	4696.9	24566	1085.4	1232.1
4	8104.5	24693	1784.1	1333.6
5	8118.8	30367	2551.1	1619.3
6	8366.4	36722	4111.8	1842.5

通过对制动器主要部件进行约束模态分析得知，随着模态阶数的增加，制动器主要零件的固有频率呈递增趋势。从第一阶模态开始，各部件的固有频率存在显著差异，这表明制动盘和摩擦片的模型设计和材料选择较为合理。如果零件的频率接近，易发生共振现象，为避免共振，可通过调整模型尺寸和更换材料的方式改变零件的固有频率。

其中摩擦片通常使用复合材料或金属，高弹性模量的材料会导致较高的模态频率，因为它们更难弯曲或扭转，而且摩擦片通常是相对薄且平坦的结构，其几何形状有助于产生较高的模态频率，相对于其尺寸，因此摩擦片的主要振动模态通常呈现较高的频率。制动卡钳通常具有复杂的几何形状，包括多个弯曲和曲线部分。这种几何形状会导致卡钳的主要振动模态呈现较低的频率，因为它们具有较大的挠度；卡钳一般由金属材料(如铝合金或铸铁)制成，这些材料的弹性模量相对较低，较低的弹性模量意味着较低的刚度，这有助于产生较低的模态频率，因为材料更容易弯曲或扭转。

4. 结论

本研究使用 ANSYS 软件进行了某轿车盘式制动器的模态仿真分析，可有以下作用：

(1) 结构优化设计：约束模态分析可以用于评估和优化结构系统的振动特性，例如汽车、飞机和建筑等。通过分析不同约束条件下的固有振动频率和模态，可以发现结构中的薄弱部位和共振问题，从而指导设计中的改进措施，提高结构的稳定性和性能。

(2) 预测振动响应：约束模态分析可以帮助预测结构系统在实际使用过程中的振动响应。通过了解不同约束条件下的模态形态和振动频率，可以更好地预测结构在受到外界激励时的响应情况，为结构的可靠性评估和振动控制提供依据。

(3) 避免共振问题：约束模态分析可以帮助设计人员避免共振问题的发生。在约束模态分析中，通过比较不同组件的固有频率，可以确定是否存在共振现象，从而指导材料选择、组件设计和结构调整，以避免共振引起的损坏和不稳定性。

这些分析结果可以为盘式制动器的设计改进和优化提供参考，以提升性能和安全性。未来的研究可以进一步扩展到其他类型的制动器或进行结构动态响应的分析，以进一步完善制动器的设计和性能评估。

参考文献

- [1] 李昊主, 编. 车辆工程导论[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2019.
- [2] 王志亮. 汽车 NVH 性能设计与控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2021.
- [3] 高德峰, 李鑫, 牛艳莉. 基于接触摩擦模型汽车盘式制动器场分布分析[J]. 机械设计与制造, 2023(10): 186-190. <https://doi.org/10.19356/j.cnki.1001-3997.20230512.011>
- [4] 潘公宇, 冯雅琪, 刘朋, 徐旗钊, 陈林. 基于盘-块间弹簧接触动力学模型的盘式制动器抖动改进设计[J]. 振动与冲击, 2022, 41(17): 244-253+291.
- [5] 张军, 吴良桢, 许华政, 屈亚堃, 余靖, 薛生龙. 某 SUV 盘式制动器低频颤鸣测试分析与工程实践[J]. 噪声与振动控制, 2022, 42(1): 265-270.
- [6] 周云泽, 王伟, 胡兆稳, 朱立红. 盘式制动器复模态摩擦耦合制动稳定性分析[J]. 机械设计与制造, 2022, 373(3), 134-138+143.
- [7] 袁琼. 消声片对汽车盘式制动器摩擦尖叫特性影响研究[J]. 噪声与振动控制, 2022, 42(4): 201-207.