



天津中德应用技术大学  
Tianjin Sino-German University of Applied Sciences

## 本科生毕业论文

某品牌轿车轮辋侧向刚度模态分析及优化


Lateral stiffness, modal analysis and optimization of rims of a  
certain brand of car

姓 名 王慧晴  
学 院 汽车与轨道交通学院  
专 业 车辆工程  
指导教师 吕冬慧  
职 称 副教授  
完成时间 2023年5月20日

# 天津中德应用技术大学

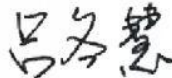
## 本科生毕业设计（论文）的声明

本人郑重声明：所提交的毕业设计（论文），是本人在指导教师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本毕业设计（论文）的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或没有公开发表的作品内容。对本设计（论文）所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本毕业设计（论文）原创性声明的法律责任由本人承担。

毕业设计（论文）作者签名：

2023年5月20日

本人声明：该毕业设计（论文）是本人指导学生完成的研究成果，已经审阅过设计（论文）的全部内容，并能够保证题目、关键词、摘要部分中英文内容的一致性和准确性。

毕业设计（论文）指导教师签名：

2023年5月20日

## 摘 要

随着汽车产业的蓬勃发展，人们对轿车使用性能提出了越来越高的要求，因此对车轮的各种性能越来越重视，而轮辋作为车轮上重要组成部分，对车轮的性能也有至关重要的影响。在现代汽车轮胎中，轮辋是主要承受载荷和传递转矩的零件之一。轮辋的侧向刚度对其寿命、路噪以及操纵稳定性有着显著的影响，故本课题通过对轮辋进行模态分析并进行侧向刚度的计算，推导出影响侧向刚度的最主要因素。

本课题通过建立轮辋模型，对轮辋模型进行简单的几何清理和网格划分，并利用有限元法进行模态分析，得到轮辋结构的动态特性。在轮辋模型上添加激励，使用两点法并计算得出轮辋虚拟轮心的侧向刚度，在观察轮辋模态振型后，制订对轮辋进行优化的方案，主要通过对轮辋各部分厚度的修改，在最大程度上增大轮辋的侧向刚度与模态，并将轮辋质量的增加控制在合理范围内。

本课题通过将轮辋的厚度增加 3mm，使原始轮辋的模态由 304Hz 提升至 316Hz，侧向刚度由 60.8kN/mm 提升至 65.7kN/mm，质量从 13.3kg 增至 13.8kg。增加轮辋侧向刚度与模态，可以达到延长轮辋寿命，降低路噪与共振，增加汽车操纵稳定性的目标。并在本文最后，写明轮辋的优化方案，供早期造型工程对轮辋进行优化方法、尺寸选取的参考。

**关键词：**轮辋；侧向刚度；模态；ANSA

## ABSTRACT

With the booming development of the automotive industry, people are putting higher and higher demands on the performance of car, therefore, more and more attention is paid to the performance of the wheel, and the rim, as an important part of the wheel also has a vital impact on the performance of the wheel. In modern car tires, the rim is one of the parts that mainly bear the load and transmit the torque. The lateral stiffness impact on its life, road noise and handling stability. therefore, by performing modal analysis on the rim and calculating, the most important factors affecting the lateral stiffness are deduced.

This project mainly establishes a wheel rim model, performs simple geometric cleaning and mesh division on the wheel rim model, and uses finite element method for modal analysis to obtain the dynamic characteristics of the wheel rim structure. Add excitation to the rim model, use the two point method, and calculate the lateral stiffness of the virtual wheel center of the rim. After observing the modal vibration mode of the rim, develop an optimization plan for the rim, mainly by modifying the thickness of each part of the rim to maximize the lateral stiffness and mode of the rim, and control the increase in rim mass within a reasonable range.

This article increases the thickness of the spoke by 3mm, increasing the modal of the original rim from 304Hz to 316Hz, increasing the lateral stiffness from 60.8kN/mm to 65.7kN/mm, and increasing the mass from 13.3kg to 13.8kg. Increasing the lateral stiffness and modal of the wheel rim can achieve the goal of extending the life of the wheel rim, reducing road noise and resonance, and increasing the handling stability of the car. And at the end of this article, the optimization plan for the wheel rim is provided as a reference for early modeling engineering to optimize the method and size selection of the wheel rim.

**Key words:** Rim; Lateral Stiffness; Mode; ANSA

# 目 录

第一章 绪论.....	1
1.1 研究背景与选题意义.....	1
1.2 国内外研究（应用）现状.....	1
1.3 本课题研究内容.....	2
第二章 轮辋分析理论基础.....	3
2.1 轮辋的结构与分类.....	3
2.1.1 轮辋的类型.....	3
2.1.2 轮辋的参数.....	4
2.1.3 轮辋的规格表示方法.....	4
2.2 轮辋侧向刚度的定义及计算.....	5
2.2.1 刚度的定义.....	5
2.2.2 轮辋侧向刚度的定义.....	5
2.2.3 轮辋侧向刚度的计算.....	5
2.3 模态分析的定义及应用.....	6
2.3.1 模态分析的定义.....	6
2.3.2 模态分析的基本设置.....	7
2.4 有限元分析软件简介.....	7
2.4.1 前处理软件ANSA简介.....	7
2.4.2 后处理软件META简介.....	8
2.5 本章小结.....	8
第三章 汽车轮辋侧向刚度及模态分析.....	9
3.1 模型建立及网格划分.....	9
3.2 轮辋的模态分析.....	10
3.3 轮辋侧向刚度的推导计算.....	11
3.4 轮辋模态的合格验证.....	13
3.5 本章小结.....	14
第四章 汽车轮辋的优化.....	15
4.1 方案一：对轮辐厚度的修改.....	15
4.1.1 轮辐厚度增加 1mm.....	15
4.1.2 轮辐厚度增加 2mm.....	16

4.1.3 轮辐厚度增加 3mm .....	17
4.1.4 轮辐厚度减薄 1mm .....	18
4.1.5 数据汇总 .....	19
4.2 方案二：对轮辋厚度的修改 .....	20
4.2.1 轮辋厚度增加 1mm .....	20
4.2.2 轮辋厚度增加 2mm .....	21
4.2.3 轮辋厚度增加 3mm .....	22
4.2.4 轮辋厚度减薄 1mm .....	23
4.2.5 数据汇总 .....	24
4.3 方案三：改变轮辋部分厚度 .....	24
4.3.1 改变轮辐与轮辋连接处的轮辐厚度 .....	24
4.3.2 改变轮辐与轮辋连接处的轮辐及轮辋厚度 .....	26
4.3.3 数据汇总 .....	27
4.4 方案四：改变轮辋轮辐的整体厚度 .....	27
4.4.1 整体增厚轮辋轮辐的厚度 3mm .....	27
4.4.2 将轮辐厚度增厚 2mm，轮辋厚度减薄 1mm .....	28
4.4.3 将轮辐厚度增厚 3mm，轮辋厚度减薄 1mm .....	29
4.4.4 数据汇总 .....	30
4.5 各方案对比分析 .....	31
4.6 本章小结 .....	32
第五章 全文总结 .....	34
5.1 总结 .....	34
5.2 展望及不足 .....	34
参考文献 .....	35
致谢 .....	36

## 第一章 绪论

### 1.1 研究背景与选题意义

在我国的经济发展中，汽车工业扮演着至关重要的角色，其在国民经济中是不可或缺的一部分。随着社会和科技的进步，对于汽车行业的标准和要求也日益提高。汽车由多个部件组成，其中车轮是唯一与地面直接接触的部件，因此对车辆的性能有重大影响。轮辋的侧向刚度用于表征轮辋的抗变形能力，其大小决定了轮辋的抗变形能力。轮辋的侧向刚度在轮胎的隔振中起着重要作用，对结构声的传播路径有很大影响，而这又对整个车辆的噪声有很大影响<sup>[1]</sup>。许多车辆特性与轮胎的机械性能密切相关，轮辋作为支撑和固定轮胎的重要部件，其性能直接关系到车辆的安全运行。轮辋的侧向刚度和模态对车辆噪音和平稳性有很大影响。

轮辋的材料、结构甚至各部分的厚度都影响着轮辋的侧向刚度，理论上来说，轮辋的侧向刚度越大越好，侧向刚度大，相应的阻抗也就大。所以尽可能增大轮辋的刚度对于车轮的使用寿命以及汽车的安全性能有重要意义。

在汽车研制阶段，采用轮毂单元和汽车 CAE 模型联合模拟的方法，研究轮毂单元对汽车声振传递特性的影响。运用 ANSA 与 META 的模态分析功能，得到轮辋的固有频率和振型仿真模拟，并通过对结果的分析，了解轮辋结构的固有频率的改变可以有效规避各种激励频率，避免产生共振现象对轮辋失效的影响。

运用模态分析技术，对汽车轮辋的侧向刚度进行计算，并通过单次或多次变换材料、厚度、结构等因素，再进行多次计算分析，得出最合适的解决方法，最大程度提高轮辋的侧向刚度，减小因共振而带来的危害。

利用有限元仿真分析法对轮辋进行模态分析，能够提前了解其应力分布、疲劳寿命、以及在受到冲击与挤压时抵抗损坏的能力等情况，从而为新型轮辋的设计以及原有轮辋的优化提供有力的支撑，这种方法可以显著地缩短轮辋设计的时间和成本，同时降低轮辋的制造周期<sup>[2]</sup>，为后续优化分析奠定坚实的基础，此外，通过对侧向刚度进行分析，可以最大限度地优化轮辋结构，以增加轮辋的侧向刚度，减少共振的影响，延长轮辋的寿命。

### 1.2 国内外研究（应用）现状

在理论研究领域，主要聚焦于结构优化方面的探究，燕山大学的郭威成教授于 2013 年发表的《铝合金轮毂的有限元分析》一文中，应用了有限元分析法，对轮辋产品进行了受力分析，找出其结构缺陷和失效位置，随后，对该轮辋产品进行了仿真台架试验，仿真结果与真实的实验结果高度吻合，这表明有限元分析方法在预测设计初期轮辋的台架试验

结果方面具有较高的准确性<sup>[3]</sup>。2015年,陆洋等人发表了关于钢制轮辋结构设计的论文《汽车轮毂的有限元分析及优化》,通过对钢制轮辋进行参数化建模,获得了钢制轮辋的结构数据模型,并通过有限元分析,对应力集中部位进行了优化,最终得到可靠的钢制轮辋结构,并在这个基础上,把总质量作为目标函数,对钢制轮辋进行拓扑优化,为汽车轮辋的结构设计于性能测试提供了参考依据<sup>[4]</sup>。

对于非充气轮胎的力学特性,国内外学者都对其进行了研究。在2006年,Rhype等学者对Tweel车轮承载变形机理进行了深入研究,揭示了轮辐的硬度对其垂向刚度产生决定性影响的事实<sup>[5]</sup>。2012年,Gaims等对车轮胎圈进行了简化,将其转化为铁木辛柯曲梁,并建立了车轮的准静态二维解析模型,用于描述车轮的运动特性<sup>[6]</sup>。2012年,Jang及其团队运用有限元拓扑优化技术,对Tweel车轮的结构进行了优化设计,使车轮静态刚度最大程度接近现有充气轮胎的静态刚度<sup>[7]</sup>。2012-2013年基于有限元法为,Ju等对蜂窝车轮不同结构参数下车轮的垂向刚度、接地压力分布等性能进行了研究,结论说明,采用多孔型胎圈可以大幅度降低车轮的弹性迟滞损耗,从而降低车轮的滚动阻力<sup>[8][9]</sup>。以上工作大多是通过数值仿真或理论方法对非充气车轮垂向和纵向力学特性、接地特性等方面进行研究,很少涉及到车轮侧向力学特性方面的研究。

有限元法已被广泛应用于轮胎刚度性能的研究领域,并取得了显著的研究成果。2007年,景立新基于橡胶材料的非线性特性,对简单纵沟槽花纹胎面的轮胎径向、侧向和扭转刚度进行了分析,但未考虑轮胎与轮辋接触时的摩擦情况<sup>[10]</sup>。2008年胡林等学者采用SOLID92体单元、SOLID45单元、CONTACT173接触单元和TARGET170目标单元,实现了一对面-面接触,并进行了径向、侧向及切向负荷与变形之间关系的仿真分析<sup>[11]</sup>。2009年应卓凡等人使用MSC.Mrac软件进行仿真分析复杂胎面花纹对轮胎径向刚度是否有影响<sup>[12]</sup>。2011年郭巍等人在ANASYS平台上对负重轮胎在不同载荷和速度条件下的应力-应变场进行了计算<sup>[13]</sup>。

2019年李雪貂等对乘用车钢制车轮模态与频响分析及试验检测方法进行了研究,利用ABAQUS有限元分析软件建立车轮模型。对其进行模态与频响仿真分析,再利用OROS公司的激振、振动测量与分析系统对车轮进行模态试验,目前我国还没有专门针对汽车车身部件的整车模态试验台架<sup>[14]</sup>。在《轿车车轮试验模态对比分析》一文中,刘程<sup>[15]</sup>等学者在2020年提出了一种创新性的车轮的试验模态测试方法,并建立了相应的测试流程,详细阐述了车轮的模态测试流程中的测试细节,最终利用理论模态振型对车轮试验模态进行解释<sup>[15]</sup>。2020年袁丁等在《某SUV轮辋模态刚度分析与测试验证》一文中,基于18inch轮辋数据以及相关材料重量参数,进行了有限元建模,并对轮辋的自由模态、频率响应函数进行了分析,另外他们还采用LMS中的相关模块进行了模态分析和FRF测试<sup>[16]</sup>。

### 1.3 本课题研究内容

本课题主要通过查阅相关文献学习轿车轮辋相关知识并学习相关的有限元分析方法。通过有限元仿真分析手段对轿车轮辋进行刚度分析，并对其结构进行有限元建模，进行模态分析。根据路面谱的不同再对比模态情况，根据模态分析和刚度分析对比标准再进行优化设计。

## 第二章 轮辋分析理论基础

### 2.1 轮辋的结构与分类

#### 2.1.1 轮辋的类型

一般而言，轮辋的形式可分为两种：深槽轮辋和平底轮辋，此外还有诸如对开式轮辋、半深槽轮辋、深槽宽轮辋、平底宽轮辋以及全斜底轮辋等多种类型的轮辋。

深槽轮缘，又称深槽轮圈，是一种带有肩部的轮辋。通常情况下，这种轮胎的肩部都会微微向中央倾斜，其最大倾角直径即为轮胎的胎圈和轮辋的接合直径。在剖面中间形成深沟槽，这样就方便了外部轮胎的拆卸和安装。深槽轮辋的结构简单、刚度大、质量轻，适用于较小规格的高弹力轮胎。由于这种一体成型的轮圈没有内胎，所以适合于较小规格的高弹力轮胎。在高速行驶时，轮胎与地面发生剧烈碰撞时，普通轮辋容易被击破。而深槽轮缘则能与普通轮胎更好地匹配。但更大更坚硬的轮胎，却很难与这种一体成型的轮圈相匹配。

平底轮辋，有许多不同的构造，如图 2-1 显示了一种在国内广泛使用的构造。挡圈 1 是为一体，并带有一开放的弹性锁定环 2，以防止挡圈脱落。在进行轮胎安装时，首先需要将轮胎套在轮辋上，接着使用挡圈将其向内推，直到越过轮辋上的环形沟槽，再将开口的弹性锁圈放入环形沟槽中。

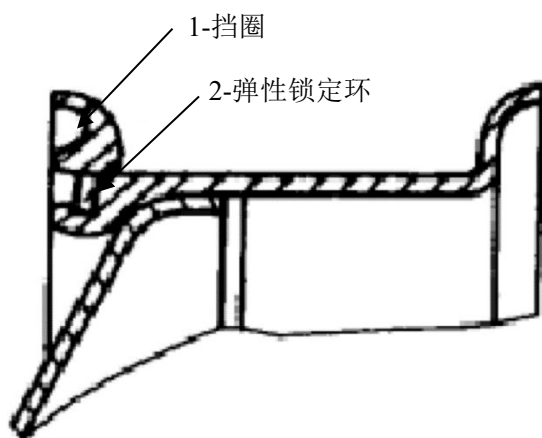


图 2-1 平底轮辋构造

在轮胎的装配和固定中，轮辋是一个十分重要的部件。轮辋不仅是轮胎的装配和固定的基础，而且还直接影响轮胎的变形位置和大小。对于不同规格、型号、档次的轮胎，轮辋的材料、形状等也有所不同。因此，对于每一种规格的轮胎，最好使用符合规定的标准轮辋。必要时，还可以选用与标准轮胎规格相近的轮辋（容许轮辋）。如果轮辋选用不当，不仅会使轮胎早期损坏，而且还会增加安装、拆卸和调整时的困难。

### 2.1.2 轮辋的参数

汽车轮辋结构部位的重要参数

胎圈座宽度是指轮毂内缘与轮辋槽之间的距离，它是轮毂的设计的重要参数，起到限制胎缘自由移动空间的作用，它可以限制胎缘的自由移动空间。

节圆直径是指螺栓孔之间的虚拟圆的直径，是一种描述螺栓孔内部几何状态的指标。螺栓所受的剪切应力也受到节圆直径大小的直接影响，而且在轮辋中，节圆直径大小还会对整体的应力分布产生显著的影响。

在轮辋的设计中。螺栓孔的形状及数量是一个至关重要的参数，它影响着螺栓孔的设计和制造。不同尺寸的螺栓孔受力情况也不一样。螺栓孔的形状主要分为三种，分别为球面、柱面和锥面。

轮辋宽度是指轮辋胎圈座之间的距离，也可以表示为轮辋断面的内缘之间的距离。轮辋宽度是轮辋设计的最重要的参数之一，在某些情况下也可以表示轮辋的型号。轮辋宽度对汽车的性能有很大的影响，因此选择轮辋宽度时，需要充分考虑其对汽车的性能以及车辆轻量化设计的影响，这一点至关重要。

轮辋名义直径是指轮辋与轮胎相配合的公称直径，也是轮辋规格中所标明的直径。轮胎规格中所标明的直径应与轮辋名义直径一致。轮辋名义直径是轮辋设计最主要的一个参数，决定了轮辋径向尺寸的大小，有时也称轮辋高度，该参数也可以用来表示轮辋的型号。尽管轮辋直径的大小和轮胎的抓地性并没有直接的联系，但是如果与该轮辋配合的轮胎扁平比降低而轮辋的直径增大，则会导致轮胎的接地面积增加，从而影响了汽车行驶的舒适性和轮胎转向的可操纵性。

偏置距又叫偏径是指轮辋的中心线到安装面之间的距离，偏置距分两种，正偏置距是安装面凹向轮辋外侧的中心线到安装面之间的距离，负偏置距是安装面凸向轮辋内侧的中心线到安装面之间的距离。偏置距对车辆的性能影响很大，具体表现如下偏置距减小、安装凸台处的轴承载重增加。偏置距的大小对汽车的转向性能与车辆的可操纵性以及驾驶舒适性都有很大的影响。

### 2.1.3 轮辋的规格表示方法

我国轮辋规格代号，基本上与国际接轨。其名义宽度和名义直径用英寸表示。中间的联结符号（\*或-）表示是否为整体轮辋。我国的轮辋的是按国家标准GB/T3487-2005 的生产的。在使用时，汽车的轮辋规格是很重要的。它决定汽车可以装用哪些轮胎。

轮胎/轮辋规格：国际标准的轮胎代号，以毫米为单位表示断面高度和扁平比的百分数，后面加上：轮胎类型代号，轮辋直径(英寸)，负荷指数(许用承载质量代号)，许用车速代号。

## 2.2 轮辋侧向刚度的定义及计算

### 2.2.1 刚度的定义

刚度是指物体在受到外力作用时，所表现出的抵抗形变的能力。它是物体变形难易程度的一个量度。物体的刚度与其材料的弹性模量 $E$ 、几何形状、边界条件和外力类型有关。在弹性范围内，物体的刚度可以用外力与变形之比来表示，即单位变形所需的外力大小。刚度可以分为静态刚度和动态刚度。

刚度是物体产生单位变形所需的外力值。物体的刚度取决于物体的弹性模量和剪切模量越大。在自然界中，动植物都需要有一定的刚度来保持其形态。在工程中，结构的刚度不仅影响其承载能力，还影响其稳定性和振动特性。因此，在设计结构时，要考虑不同的工况和要求，审慎选择结构的刚度，以确保其稳定性和可靠性。但是，并不是刚度越大越好，有时也需要适当降低刚度。

研究刚度的意义还在于，通过对结构各部分的刚度的分析，可以推断出结构内部的应力和应变分布，这是固体力学领域的一种基本方法。

### 2.2.2 轮辋侧向刚度的定义

轮辋侧向刚度是指轮辋的轮心点轴向刚度，其值越大表明了轮辋抵抗侧向变形的能力越强。

轮辋侧向刚度最早起源于辐条式轮辋的设计的需要，由于辐条式轮辋和轮辐之间用辐条连接，辐条的轴向刚度很高，但侧向刚度很低，在行驶过程中，如果辐条的侧向支撑不足，则会影响车子的行驶稳定性，因此在产品设计的时候，需要对辐条系统的侧向刚度提出要求，以保证行驶性能的需要。

轮胎作为汽车中的一个不可或缺的组成部分，其整体的力传递率和轮辋的侧向刚度对于整车路噪的有非常重要的影响，尤其对于结构声的传递来说尤为重要。

### 2.2.3 轮辋侧向刚度的计算

轮辋侧向刚度可以由侧向原点频响函数计算得到,对单独轮辋的侧向原点频响函数进行计算,侧向刚度的计算公式如下:

$$k = (2\pi f_2)^2 [m - m(\frac{f_2}{f_1})^2] \quad (2-1)$$

其中:

$m$ : 轮辋的总质量 (kg)

$f_1$ : 轮辋侧向共振频率 (Hz)

$f_2$ : 轮辋侧向反共振频率 (Hz)

注意: 公式计算结果的单位是N/m, 最终结果的单位要转换成kN/mm<sup>[16]</sup>。

作为整车路噪通过结构控制的关键环节,轮辋刚度越大,则轮辋结构的阻抗越大,传递至轮心的激励越小,从而更有利于整车路噪通过结构的控制。

## 2.3 模态分析的定义及应用

### 2.3.1 模态分析的定义

经典的模态分析定义是:将线性定常系统振动微分方程组中的物理坐标变换为模态坐标,从而实现方程组的解耦,形成一组独立的方程,这些方程以模态坐标和模态参数为描述,用于求解系统的模态参数。模态振型是坐标变换的变换矩阵所对应的模态形式。

结构系统所固有的振动特性,即模态。线性系统的自由振动被分解耦合为N个正交的单自由度振动系统,对应系统的N个模态。每一个模态具有特定的固有频率、阻尼比和模态振型。获得这些模态参数的方法包括计算和试验分析这,这一过程被称为模态分析,是一种有效的分析方法。通过结构模态分析方法,可以获取机械结构在某个容易受到影响的频率范围内,各个阶模态的振动特征,并且还可以得到在这个频段内,以及在内外多种振源刺激下,机械结构的振动响应结果,之后,利用模态分析方法,可以得到模态参数,并与有关的实验相结合,可以利用这些特殊的参数,对结构进行重新设计。

一般情况下,模态分析是一种基于实验数据的分析方法。振动模态是弹性结构的固有的、整体的特性。如果能通过模态分析方法搞清楚结构物在某个敏感频率范围中各阶主振型的特性,就可能预言结构在此频段内在外部或内部各种振源作用下实际振动响应。因此,模态分析在动力设计和故障诊断中扮演着至关重要的角色,它是一种不可或缺的工具。

随着计算机技术、FFT分析仪、高速数据采集系统以及振动传感器、激励器等技术的不断演进,试验模态分析在过去十余年间获得了飞速的进展,引起了机械、电力、建筑、水利、航空、航天等多个领域的广泛瞩目。为了满足工程实际需要,提高测试效率和精度,国内外学者对基于虚拟仪器的试验模态分析方法进行了大量研究。当前,模态分析的硬件和软件已经涌现出多种不同的级别和原理,呈现出多样化的面貌。

## 2.3.2 模态分析的基本设置

### 1.选择最佳悬挂点

在进行模态试验的时候，通常都会挑选那些振幅较小的位置作为悬挂点，而最佳悬挂点则应当是某阶振型的节点。

### 2.选择最佳激励点

为了确定最佳的激励点，需要考虑待测试的振型，对于单阶激励点，应选择最大振幅点，而对于多阶激励点，则需要确保每个阶次的振幅都不低于一定的数值，由于振动系统中各个部分之间存在着相互作用力和阻尼，因此，在进行动力分析时，对整个系统所施加的激励量要尽量小，针对一种需要大量能量来激发的结构，我们应当斟酌选择更多的激励节点。

模态参数有：模态频率、模态质量、模态向量、模态刚度和模态阻尼等。

主模态为无阻尼系统的各阶模态，其对应的模态坐标称为主坐标，而各阶模态向量所张成的空间称为主模态。

## 2.4 有限元分析软件简介

### 2.4.1 前处理软件ANSA简介

ANSA是公认的全球最为高效的CAE前处理软件之一，其强大的功能使其成为一款备受推崇的CAE前处理软件。ANSA具有很多独创的技术特色，因此与其他类似的软件相比，其在汽车、航空航天、电子、船舶、铁路、土木等广泛的工业领域中展现出卓越的效率和能力。

ANSA具有强大的面网格创建、质量检查、质量改进工具，ANSA生成的面网格与几何面密切相关，在几何上的修改将会直接反映到网格模型上，从而显著提升了网格的生成速度，ANSA也提供了多种的网格生成标准，方便使用者根据不同的面的几何形状，轻松生成符合要求的网格分布方案；使用质量检查工具，使用者可以实时监测所生成网格的质量，并且可以提供更为详尽的网格质量报告，使用户清晰地了解网格的质量等级，提高使用体验；在完成网格质量检查后，ANSA提供了多种工具以改善网格质量，其中也包括了整体、局部和个别网格质量的改进，此外，这两种修改方式自动与手动可配合使用，使用户可更加便捷地对网格的质量进行改进，最终实现预期目标。

众所周知，面网格的质量是决定体网格质量的关键因素，ANSA强大的面网格工具具有强大的功能，可以确保网格的高质量，此外，ANSA也提供了体网格质量检查和改进工具，方便用户对质量较差的网格进行质量改进。

## 2.4.2 后处理软件META简介

META是一款集成了专业前处理软件ANSA的先进的后处理软件，其提供了强大的统一CAE分析结果后处理平台。META提供了完备的后处理功能组件，能够准确读取各种主流的结构，流体CAE分析软件的分析结果以及优化分析结果，从而实现各种必要的后处理任务。同时还具有完善的质量控制和质量保证体系。META作为一款专业的后处理软件平台，它能够对目前的主流分析软件（如nastran、abaqus、ansys、hypermesh等）的输出结果进行高效的后处理和优化。

META具有完备的可视化功能，使用等值面、变形、云图、瞬变、矢量图和截面云图等表现结果，也支持非线性、线性、复合以及瞬变动画显示，另外可以直接生成BMP、JPG、EPS、TIFF等格式的图形文件及通用的动画格式，这些特性与友好的用户界面相结合，可迅速找到问题所在，同时有助于缩短评估结果的过程。

## 2.5 本章小结

本章主要介绍了轮辋模态分析理论及方法，轮辋侧向刚度含义及意义，讲述了轮辋的分类及各部分组成和规格表示方法，以及模态分析的意义与刚度的影响，并且通过查阅相关文献充分了解了计算轮辋侧向刚度所需要的参数与计算公式，以及模态结果的查看；也对接下来进行有限元分析要用到的前后处理软件进行了系统的了解与学习，为接下来的计算与分析奠定基础。

### 第三章 汽车轮辋侧向刚度及模态分析

#### 3.1 模型建立及网格划分

本章使用ANSA进行面网格及体网格的划分，完整的几何数据会有许多细小的特征，导入ANSA时可能会出现网格划分失败或者网格质量很差，所以需要先进行几何处理，其中包括面的处理，线的处理以及特征线的划分。

将CATIA文件（如图 3-1 所示）导入ANSA，在保证特征不变的前提下，对几何进行清理，并对面网格进行划分，单元尺寸小的模态与单元尺寸大的模态相比具有较高的精度<sup>[17]</sup>，将轮辋的面网格基本尺寸设为 4mm，最小尺寸为 1.5mm，最大尺寸为 6mm，网格划分完毕之后进行面网格的质量检查与修改，下表 3-1 为网格修改时的质量要求，在有限元网格划分中，网格质量检验是一个非常重要的步骤，它将直接影响到仿真结果的准确性。网格模型如图 3-2 所示。

表 3-1 网格质量规范

类型	网格要求	类型	网格要求
aspectratio	<5	maxanglequads	45°
skewness	45	minanglequads	135°
jacobian	0.6	maxangletrias	30°
maxlength	6mm	minangletrias	120°
minlength	1.5mm	triangles%	20%
taper	0.35		

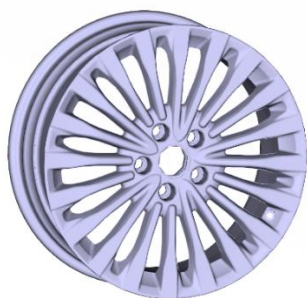


图 3-1 轮辋CATIA模型

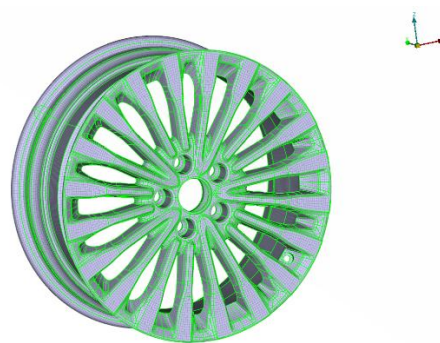


图 3-2 轮辋面网格模型

在划分好并经过质量检查的面网格上生成体网格，首先使用elements中的Split Quads将原来的四边形网格转化三角形，然后使用Tetra Rapid命令使体网格生成为四面体，设为二阶单元，增长率为 1，如图 3-3、图 3-4 所示。

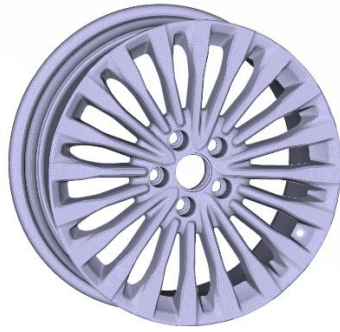


图 3-3 轮辋体网格模型

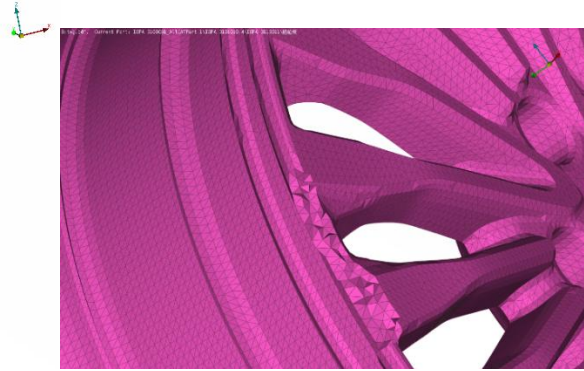


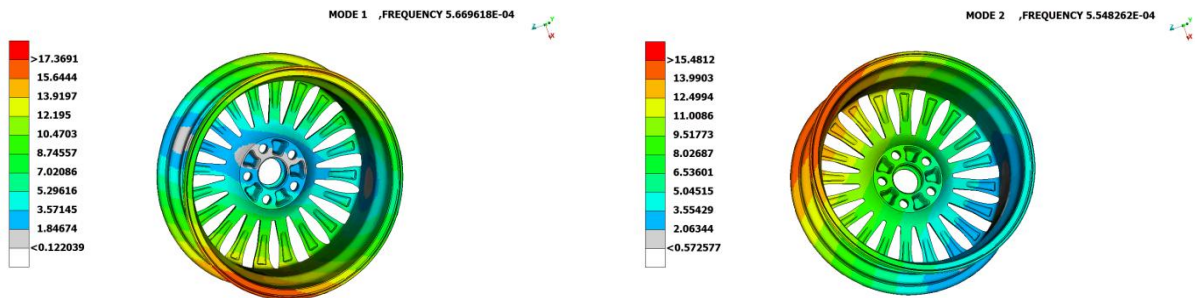
图 3-4 四面体网格单元

### 3.2 轮辋的模态分析

将轮辋体网格模型导出为nas文件，并导入到ANAS中打开，连接模型的PID与MID。轮辋材料设为铝，弹性模量为  $6.89 \times 10^2 \text{Mpa}$ ，泊松比为 0.33，密度为  $2.7 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ 。设置好头文件后输出为bdf文件计算。

固有频率越低越容易被外界所激励，较低频率的固有振型对振动性能的影响大于高阶性能，一般来说，模态只对低阶模态和振型进行分析<sup>[18]</sup>，故本文只讨论轮辋的二阶模态，轮辋模态分析频率设为 0~500Hz，边界条件为自由边界，载荷为无载荷，使用NASTRAN求解器对轮辋进行模态计算，提交到服务器中进行计算，导出op2 文件并于META中进行查看，模态结果如图 3-5、图 3-6 与图 3-7 所示。

因为轮辋的前六阶模态是刚体模态，其固有频率为零，不做讨论，由图 3-8 可知第九阶频率为 690Hz，频率过高，故查看一二阶模态的频率及振型，通过观察一二阶的频率与振型，可知轮辋的一二阶模态耦合，所以在接下来的优化中，我们只对二阶模态进行讨论。



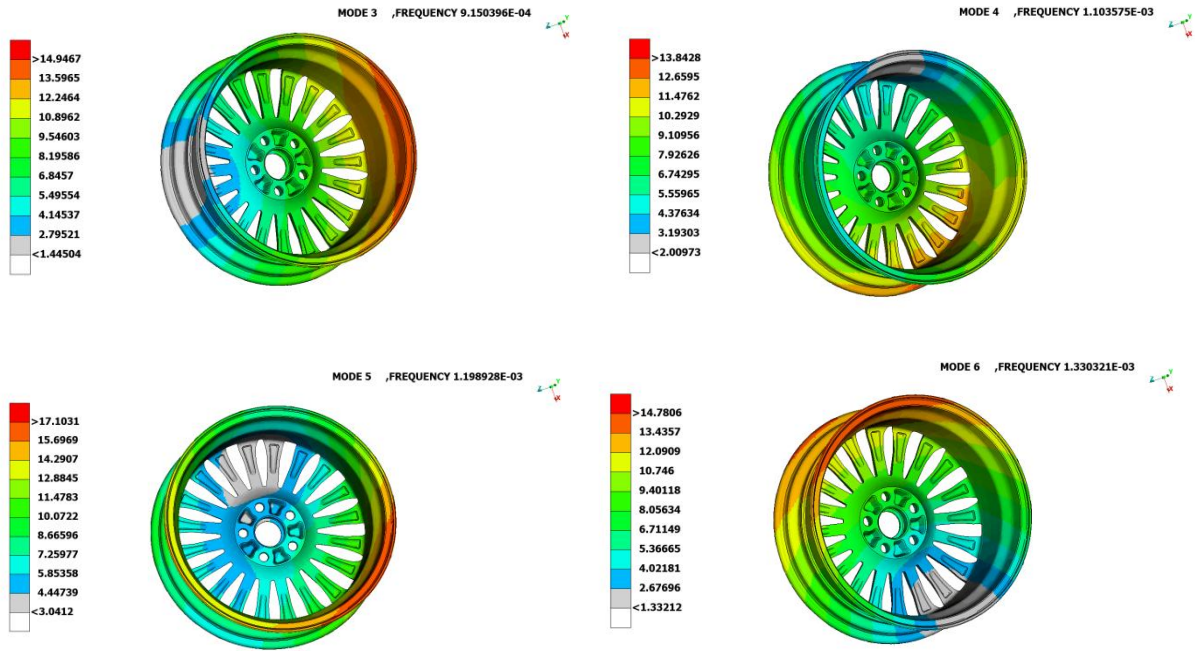


图 3-5 轮辋刚体模态

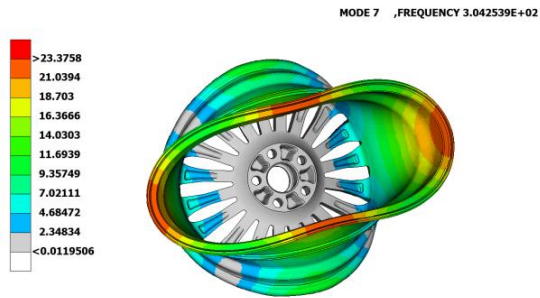


图 3-6 轮辋一阶模态

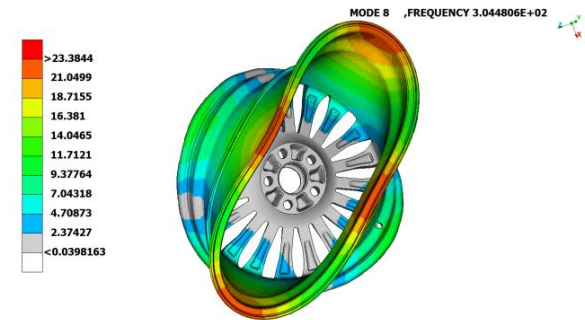


图 3-7 轮辋二阶模态

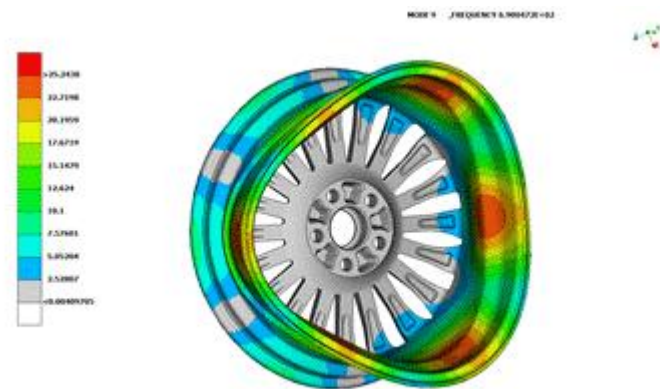


图 3-8 轮辋第九阶模态

### 3.3 轮辋侧向刚度的推导计算

同样使用以上的轮辋体网格模型，导入到ANSA中打开，连接模型的PID与MID。轮辋材料设为铝，弹性模量为  $6.89 \times 10^2 \text{Mpa}$ ，泊松比为 0.33，密度为  $2.7 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ 。添加一个单位的激励并设置好头文件后输出为bdf文件计算。

侧向刚度的计算，采用两点法频响进行分析，在轮辋上用RBE2 抓两个对称的点分别为  $P_1$ 、 $P_2$ （如图 3-8 所示），分别对两点施加一个单位的激励，当对  $P_1$  进行激励时，分别输出  $P_1$ 、 $P_2$  两点的频响函数曲线，当对  $P_2$  进行激励时，分别输出  $P_1$ 、 $P_2$  两点的频响函数曲线；如图 3-9 所示，共得到四条侧向频响函数曲线。其中有两条线重合，分别为当对点  $P_1$  激励时，点  $P_2$  的频响函数曲线与当对点  $P_2$  激励时，点  $P_1$  的频响函数曲线。

虚拟轮心处的驱动点频响函数为： $P=1/4(P_{11}+P_{12}+P_{21}+P_{22})$ 。

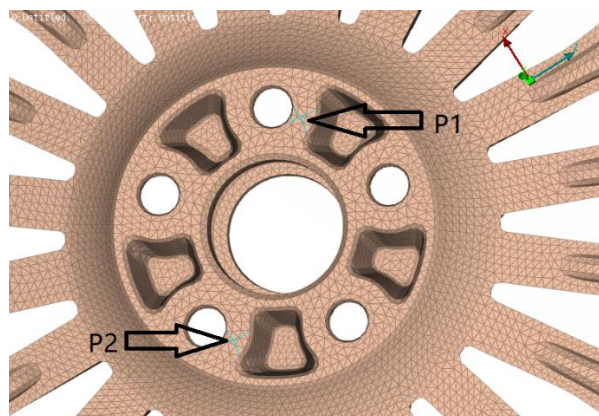


图 3-8 添加激励

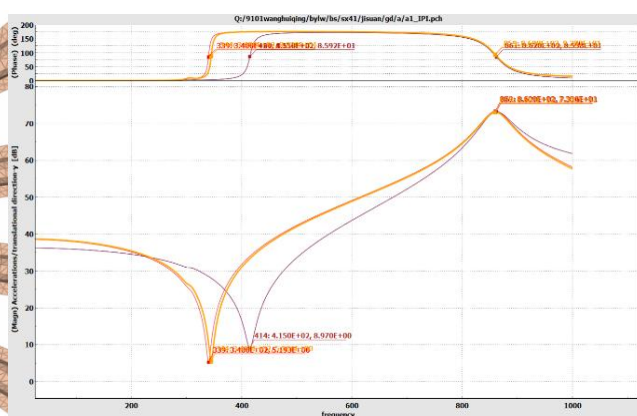


图 3-9 侧向频响函数曲线

对轮辋进行侧向敲击时，运动方程为

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 = -k(x_2 - x_1) + F \sin \omega t \\ m_1 \ddot{x}_1 = k(x_2 - x_1) \end{cases} \quad (3-1)$$

即：

$$x_2(\omega) = \frac{k - m_1 \omega^2}{m_1 m_2 \omega^4 - k \omega^2 (m_1 + m_2)} \quad (3-2)$$

当  $\omega=0$  时，

$$H(\omega) \rightarrow \infty$$

当  $\omega=\omega_1$  时，

$$k - m_1 \omega_1^2 = 0 \quad (3-3)$$

$$H(\omega) \rightarrow 0$$

当  $\omega=\omega_2$  时，

$$m_1 m_2 \omega^4 - k \omega^2 (m_1 + m_2) = 0 \quad (3-4)$$

$$H(\omega) \rightarrow \max$$

$$m_1 + m_2 = m$$

联立可得：

$$k = m \omega_1^2 \left[ 1 - \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \right] \quad (3-5)$$

$$k = (2\pi f_2)^2 \left[ m - m \left( \frac{f_2}{f_1} \right)^2 \right] \quad (3-6)$$

其中 $m=13.3\text{kg}$ ，由侧向频响函数曲线可知 $f_1=861\text{Hz}$ ， $f_2=379\text{Hz}$ 。

将频率改为 0~1500Hz 并提交计算，并查看模态如图 3-10 所示，可知轮辋自身共振时存在 861Hz。

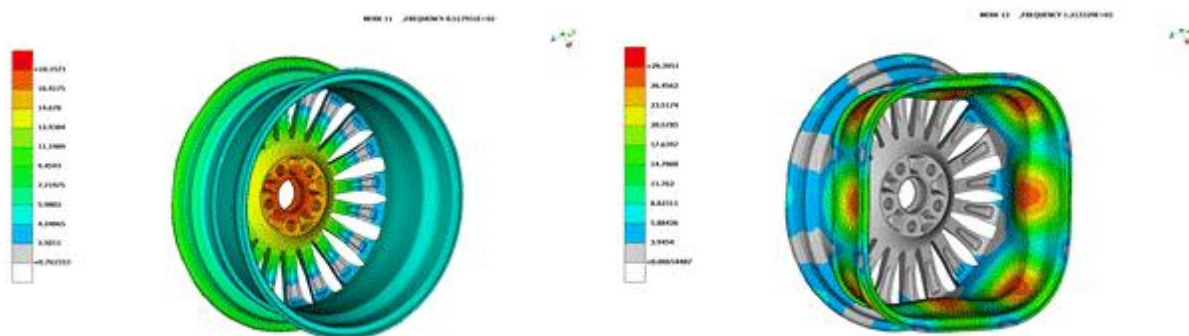


图 3-10 轮辋模态

根据公式可得此轮辋的侧向刚度为 60.8kN/mm。

### 3.4 轮辋模态的合格验证

使用的轮辋为 19 英寸，故选择规格为 225/40R19 的轮胎进行计算。

轮胎胎面宽度为 225mm，断面高宽比为 40%，轮辋直径为 19 英寸。

轮胎自由状态传统公式计算

轮胎内部的声音传播速度和轮胎周长是影响轮胎空腔模态固有频率的主要因素<sup>[19]</sup>，通常使用如下计算公式：

$$f_i = \frac{ic}{l} \quad (3-7)$$

其中， $f_i$ 为第 $i$ 阶空腔固有频率， $c$ 是在轮胎空腔内，声音的传播速度， $l$ 为轮胎空腔中心周长<sup>[20]</sup>。

通过上式计算可知，所选择轮胎的空腔模态 $f=185\text{Hz}$ ，轮辋需按 1.4 倍避频，即轮辋最低模态不得低于 259Hz，而在上述计算中，轮辋模态已达到 304Hz，远远高于轮胎空腔模态，故轮辋模态已避开轮胎空腔模态。

轮辋的模态还需要避开外界激励，地面和发动机的激振频率是两个主要的外界激励。对于不同的车辆行驶工况，激励特性是有区别的，因此，不同的路面情况激励频率也不同，而大多数优质路面激励频率通常不超过 3Hz，对于崎岖不平的路面激励频率通常低于 11Hz<sup>[21]</sup>。

发动机振动频率：

$$f = \frac{r}{60} \times \frac{n}{2} \quad (3-8)$$

其中， $r$ 为发动机怠速稳定转速， $n$ 代表发动机缸数。通常，由此计算得冷车四缸发动机怠速振动频率范围为 23.3-40Hz；而在四缸发动机最高转速下，其振动频率达到了 200Hz<sup>[21]</sup>。因此，该轮辋的振动频率范围与发动机的激振频率范围相去甚远。

因此该轮辋避开了轮胎空腔模态、发动机的振动频率以及路面激励频率，从而有效地避免了共振现象的发生。

### 3.5 本章小结

本章主要选取某品牌轿车的轮辋为研究对象，对其进行模态分析及侧向刚度的计算。了解模态以及刚度的定义与影响。使用ANSA对轮辋模型的几何清理、网格划分、生成体网格、赋予材料属性、添加激励以及数据计算，最后对计算结果的模态与频响函数进行处理分析，经计算得出该轮辋初始模态为 304Hz，并且通过计算也可得出，轮胎的空腔模态为 185Hz，路面激振频率最高为 11Hz，发动机激振频率最高为 200Hz，该轮辋的模态频率已避开以上激励，故该轮辋模态达标，侧向刚度为 60.8kN/mm，并将以上结果作为base值，在接下来与进行优化的几个方案进行对比讨论。

## 第四章 汽车轮辋的优化

轮胎的隔振性能会受到车轮侧向刚度的大小的显著的影响,同时也会对结构噪声传递路径产生影响,从而进一步影响到整车噪声。当车辆行驶时,路面所产生结构噪声会首先传递到轮胎上,接着通过车轮上的轮辋传递到轮辐,最终通过悬架传递到车内。轮辐和轮辋之间的传递特性是整条传递路径的关键环节。在车轮设计阶段,精准掌控其传递特性是至关重要的一环。故本课题通过提高轮辋的侧向刚度,来减小行驶过程中带来的共振与噪声。并且侧向刚度大的车轮也能有效改善该频段的整车声振传递特性。

根据对轮辋应变能云图的观察可知影响轮辋模态的主要是侧面轮辋部分,其中轮辋顶部应变能最集中,而影响轮辋侧向刚度的主要是轮辐在y向的振动幅度与轮辋与轮辐的连接部分,故本次优化主要从轮辋与轮辐的厚度入手。

### 4.1 方案一：对轮辐厚度的修改

#### 4.1.1 轮辐厚度增加 1mm

如图 4-1 所示,使用move指令对轮辋的每个轮辐进行 1mm的增厚,而后重新进行质量检查(依照网格质量检查的标准)而后生成体网格,由于体网格使用的是二阶四面体单元,故修改前应先将二阶单元转换为一阶单元,修改完毕后再将一阶单元转换为二阶单元后再进行计算。赋予材料与属性提交计算模态与频响函数。



图 4-1 轮辐增厚 1mm

模态计算结果如图 4-2 所示,可知轮辐厚度增加对于轮辋模态影响较小。

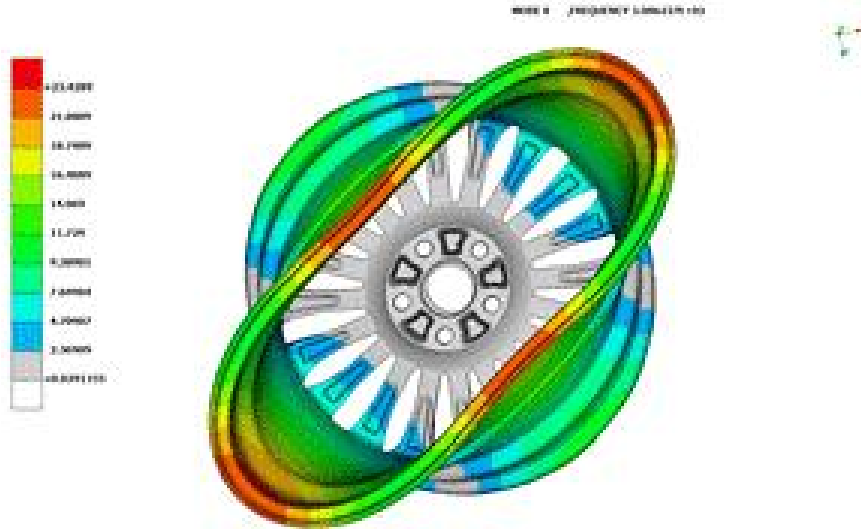


图 4-2 修改后轮辋模态

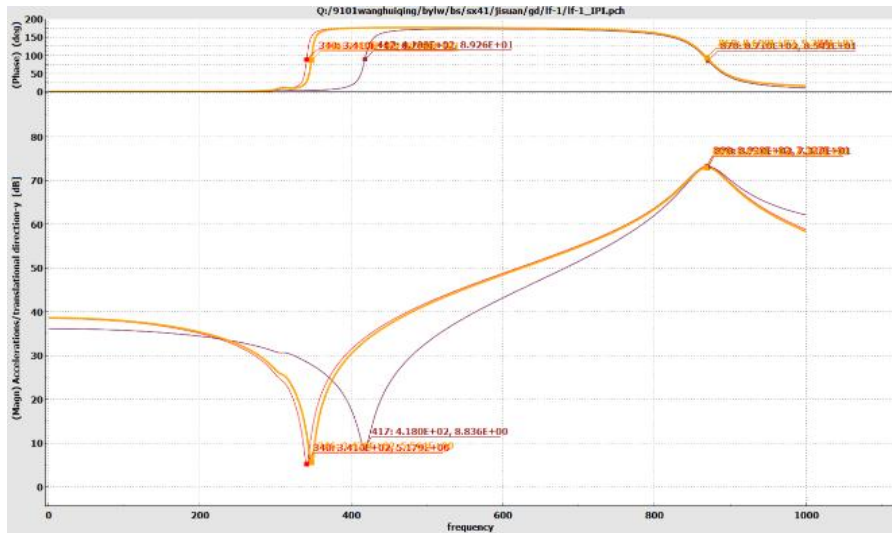


图 4-3 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-2 所示，修改后轮辋模态为 308Hz，侧向频响函数曲线如图 4-3 所示，据图可知轮辋侧向共振频率为 870Hz，侧向反共振频率为 381Hz，轮辋增厚 2mm 后的轮辋总质量为 13.5kg，增加了 0.2kg，计算可得该轮辋侧向刚度为 62.5kN/mm，对于初始模态有小幅度增加，侧向刚度也有所增加，所以轮辋厚度增加对轮辋的侧向刚度有好的影响。

#### 4.1.2 轮辋厚度增加 2mm

使用 move 指令对轮辋的每个轮辐进行 2mm 的增厚，而后重新进行质量检查（依照网格质量检查的标准）而后生成体网格，赋予材料与属性后提交计算模态与频响函数。

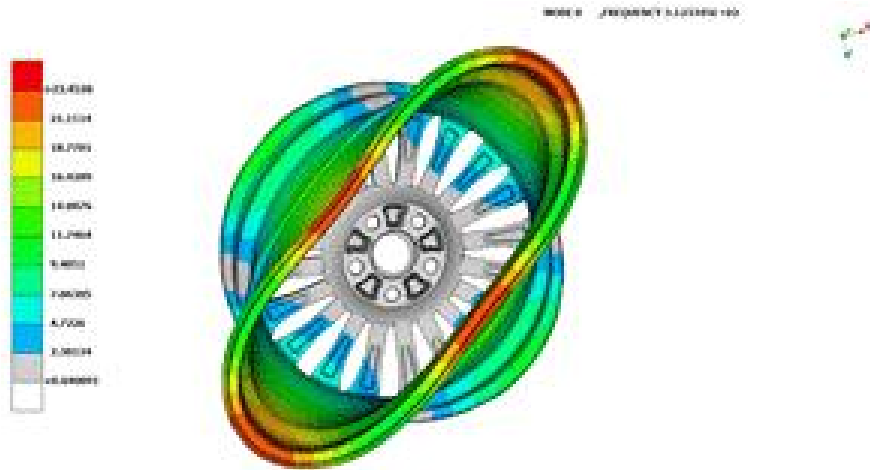


图 4-4 修改后轮辋模态图

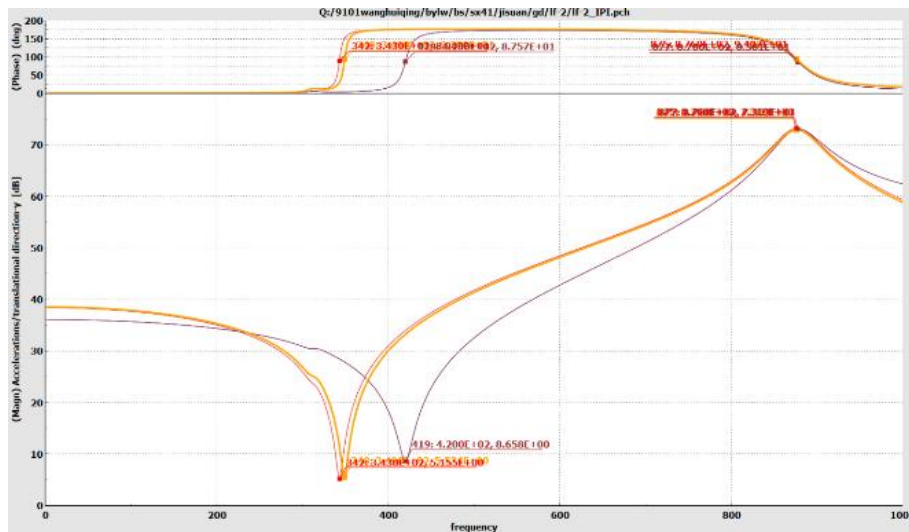


图 4-5 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-4 所示，修改后轮辋模态上升至 312Hz，侧向频响函数曲线如图 4-5 所示，据图可知轮辋侧向共振频率为 877Hz，侧向反共振频率为 383Hz，轮辋增厚 2mm 后的轮辋总质量为 13.6kg，增加了 0.3kg，计算可得轮辋侧向刚度上升至 63.7kN/mm。

### 4.1.3 轮辐厚度增加 3mm

使用 move 指令对轮辋的每个轮辐进行 3mm 的增厚，而后重新进行质量检查（依照网格质量检查的标准）而后生成体网格，赋予材料与属性提交计算模态与频响函数。

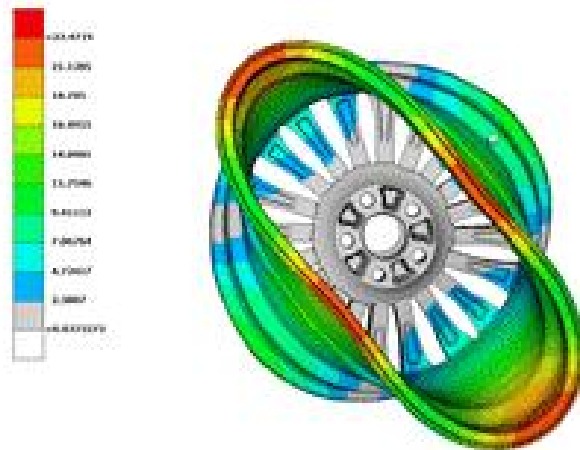


图 4-6 修改后轮辋模态图

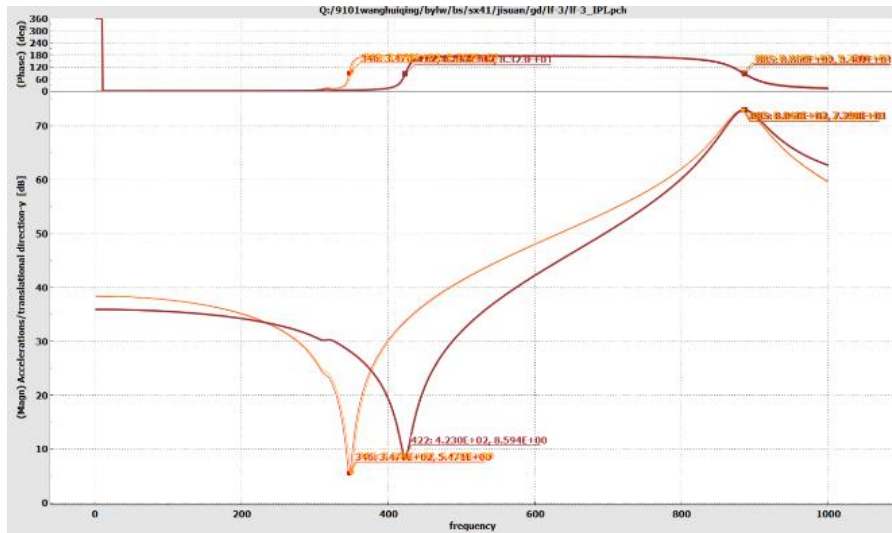


图 4-7 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-6 所示，轮辋模态上升至 316Hz，侧向频响函数曲线如图 4-7 所示，据图可知轮辋侧向共振频率为 885Hz，侧向反共振频率为 386Hz，轮辐增厚 3mm 后的轮辋总质量为 13.8kg，增加了 0.5kg，计算可得该轮辋侧向刚度上升至 65.7kN/mm。随着轮辐厚度的增加，轮辋的侧向刚度与模态都有所上升，但相应的质量也随之上升，考虑到成本以及增重对簧下质量的影响，故对轮辐厚度的增加止步于 3mm。

#### 4.1.4 轮辐厚度减薄 1mm

使用 move 指令对轮辋的每个轮辐进行 1mm 的减薄，而后重新进行质量检查（依照网格质量检查的标准）后生成体网格，赋予材料与属性提交计算模态与频响函数。

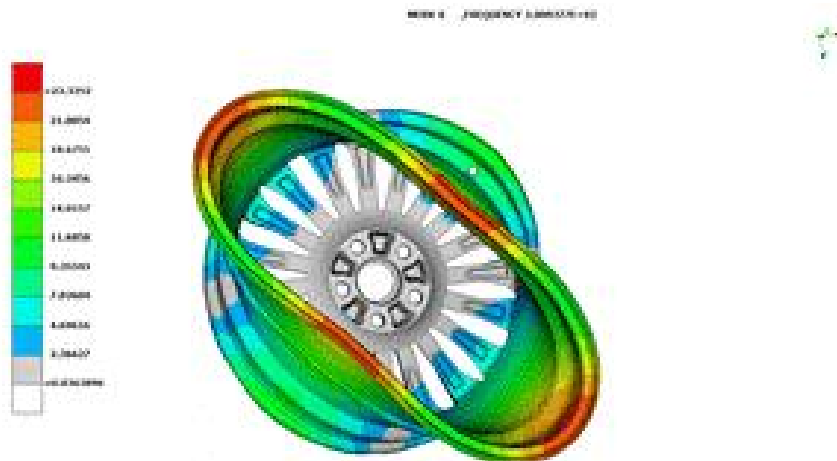


图 4-8 修改后轮辋模态图

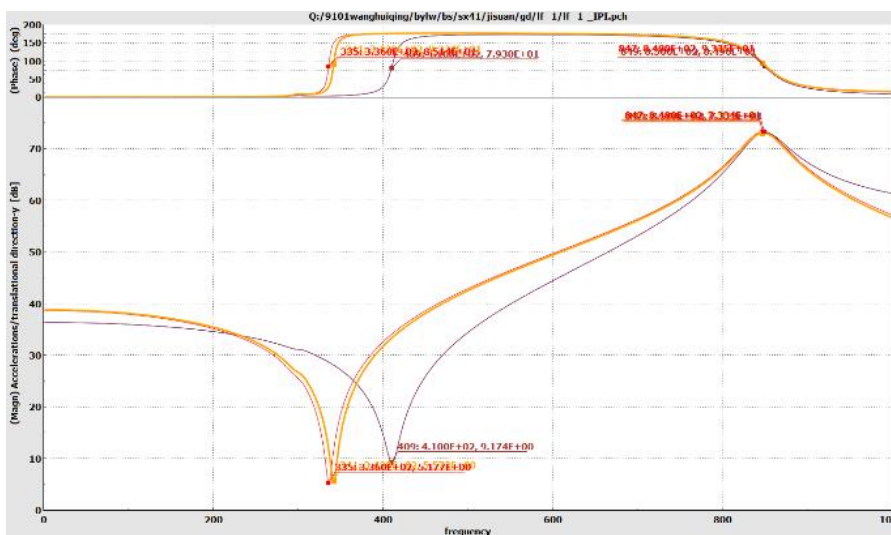


图 4-9 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-8 所示，轮辋模态降至 300Hz，侧向频响函数曲线如图 4-9 所示，据图可知共振频率为 849Hz，侧向反共振频率为 375Hz，轮辐减薄 1mm 后的轮辋总质量为 13.2kg，计算可得该轮辋侧向刚度降为 58.5kN/mm，轮辐厚度的减小对轮辋的侧向刚度有反向的影响，所以通过减薄轮辐厚度来提高侧向刚度的方法是不可行的。

#### 4.1.5 数据汇总

表 4-1 方案一数据汇总

类型	频率 (Hz)	质量 (kg)	f1 (Hz)	f2(Hz)	刚度(kN/mm)
轮辐厚度增加 1mm	308	13.5	870	381	62.5
轮辐厚度增加 2mm	312	13.6	877	383	63.7

类型	频率 (Hz)	质量 (kg)	f1 (Hz)	f2(Hz)	刚度(kN/mm)
轮辐厚度增加 3mm	316	13.8	885	386	65.7
轮辐厚度减薄 1mm	300	13.2	849	375	58.5

## 4.2 方案二：对轮辋厚度的修改

使用offset指令对整个侧面轮辋进行加厚与减薄处理，并进行计算并分析结果。

### 4.2.1 轮辋厚度增加 1mm

使用offset指令对整个轮辋进行 1mm 的增厚，而后重新进行质量检查（依照网格质量检查的标准）而后生成体网格，赋予材料与属性提交计算模态与频响函数。

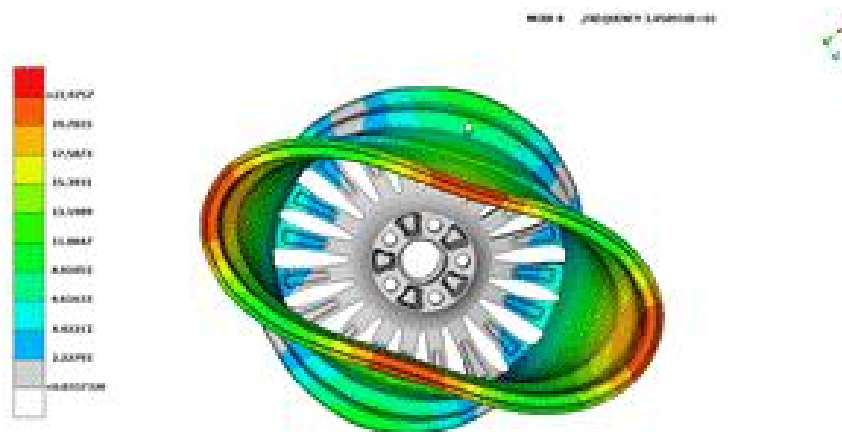


图 4-10 修改后轮辋模态

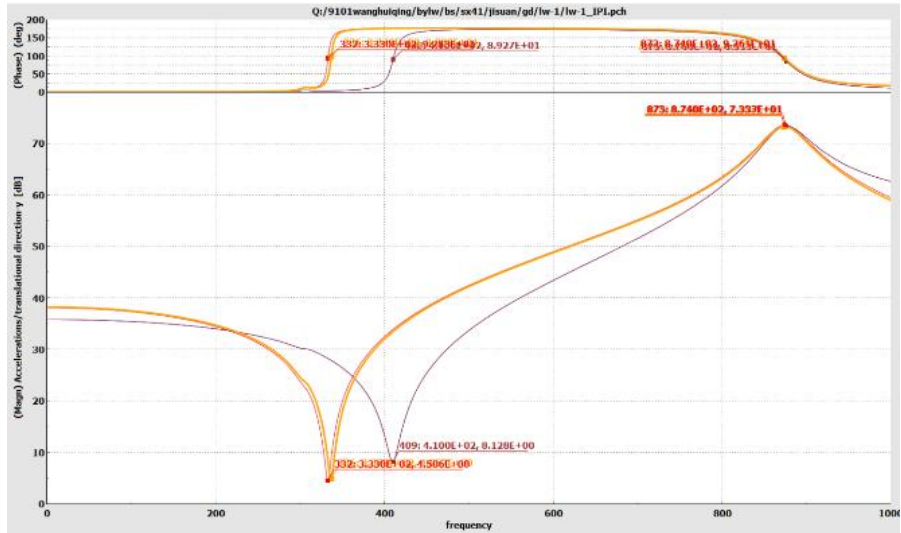


图 4-11 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-10 所示，轮辋模态升至 305Hz，侧向频响函数曲线如图 4-11 所示，据图可知共振频率为 875Hz，侧向反共振频率为 373Hz，轮辋增厚 1mm 后的轮辋总质量为 14.0kg，计算可得该轮辋侧向刚度为 62.9kN/mm，轮辋厚度的增加对轮辋的侧向刚度有好的影响。

#### 4.2.2 轮辋厚度增加 2mm

使用 offset 指令对轮辋的整个轮辋进行 2mm 的增厚，而后重新进行质量检查（依照网格质量检查的标准）而后生成体网格，赋予材料与属性提交计算模态与频响函数。

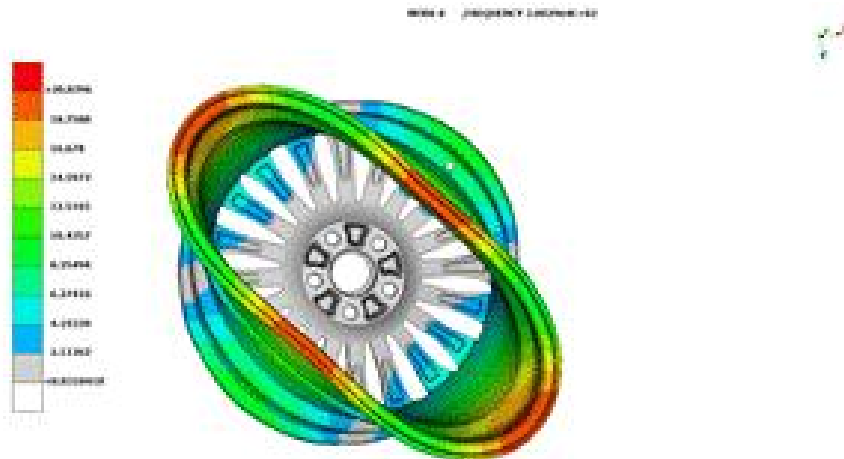


图 4-12 修改后轮辋模态

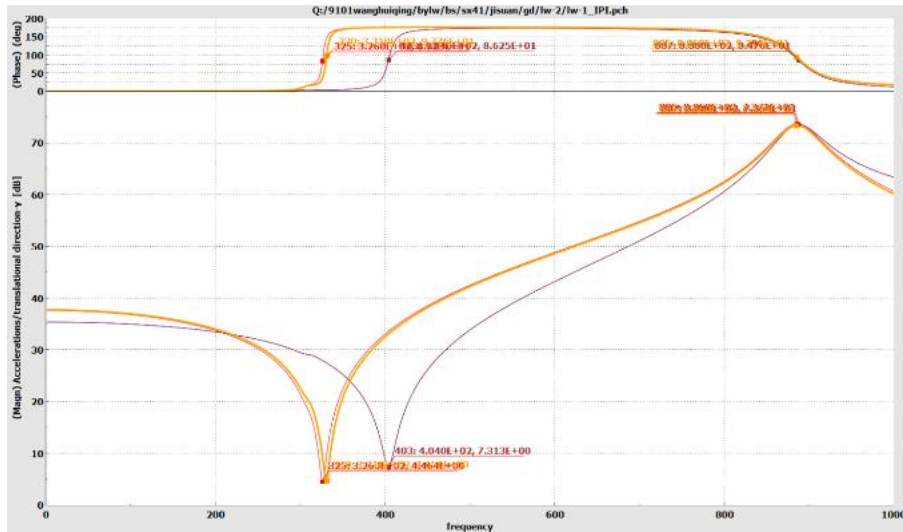


图 4-13 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-12 所示，轮辋模态升至 308Hz，侧向频响函数曲线如图 4-13 所示，据图可知共振频率为 887Hz，侧向反共振频率为 366Hz，轮辋增厚 2mm 后的轮辋总质量为 14.8kg，计算可得该轮辋侧向刚度为 64.9kN/mm，轮辐厚度的增加对轮辋的侧向刚度有好的影响。

### 4.2.3 轮辋厚度增加 3mm

使用 offset 指令对轮辋的整个轮辋进行 3mm 的增厚，而后重新进行质量检查（依照网格质量检查的标准）而后生成体网格，赋予材料与属性提交计算模态与频响函数。

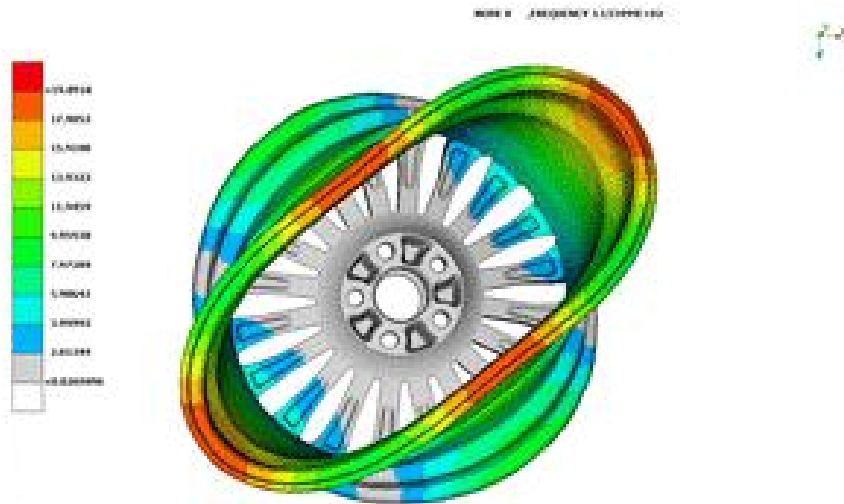


图 4-14 修改后轮辋模态图

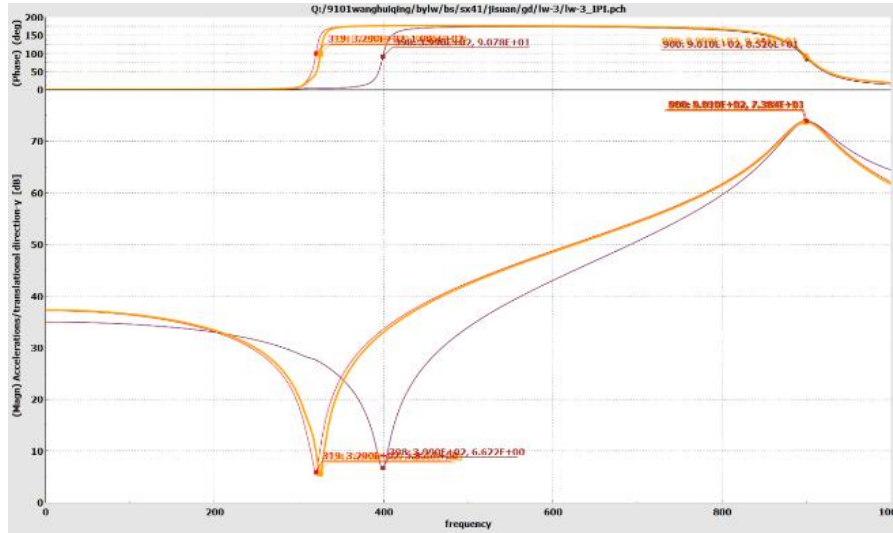


图 4-15 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-14 所示，轮辋模态升至 313Hz，侧向频响函数曲线如图 4-15 所示，据图可知共振频率为 900Hz，侧向反共振频率为 361Hz，轮辋增厚 2mm 后的轮辋总质量为 15.5kg，计算可得该轮辋侧向刚度为 68.6kN/mm，轮辋厚度的增加对轮辋的侧向刚度有好的影响。

#### 4.2.4 轮辋厚度减薄 1mm

使用 offset 指令对轮辋的整个轮辋进行 1mm 的减薄，而后重新进行质量检查（依照网格质量检查的标准）后生成体网格，赋予材料与属性提交计算模态与频响函数。

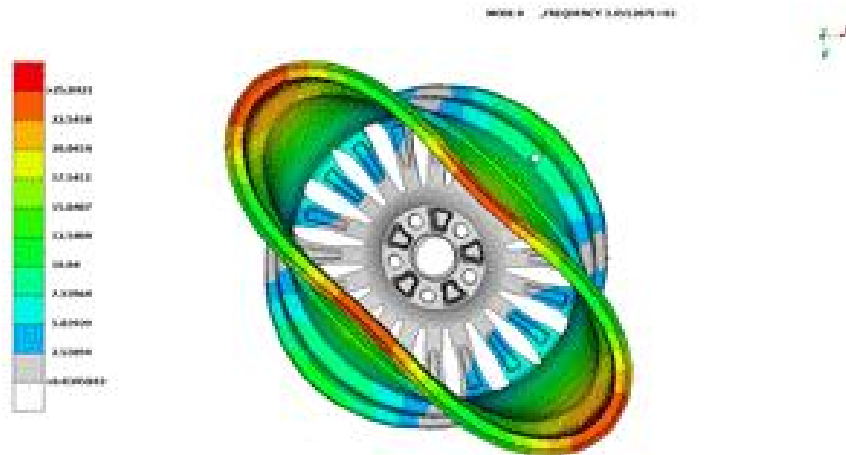


图 4-16 修改后轮辋模态图

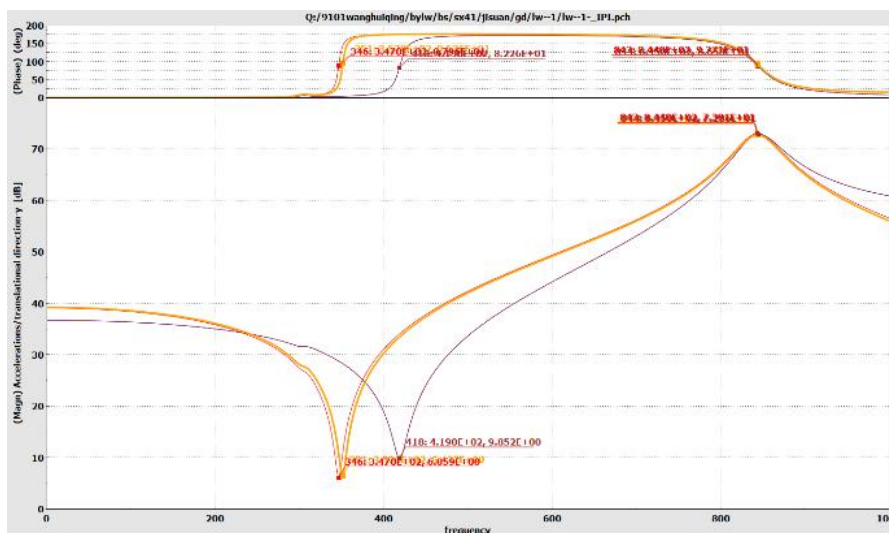


图 4-17 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-16 所示轮辋模态升至 305Hz，侧向频响函数曲线如图所示，据图 4-17 可知共振频率为 844Hz，侧向反共振频率为 384Hz，轮辐减薄 1mm 后的轮辋总质量 12.6kg，计算可得该轮辋侧向刚度为 58.1kN/mm，轮辋厚度的减小对轮辋的侧向刚度有反向的影响，所以通过减薄轮辋厚度来提高侧向刚度的方法是不可行的。

#### 4.2.5 数据汇总

表 4-2 方案二数据汇总

类型	频率 (Hz)	质量 (kg)	f1 (Hz)	f2(Hz)	刚度(kN/mm)
轮辋厚度增加 1mm	305	14.0	875	373	62.9
轮辋厚度增加 2mm	308	14.8	887	366	64.9
轮辋厚度增加 3mm	313	15.5	900	361	68.6

### 4.3 方案三：改变轮辋部分厚度

#### 4.3.1 改变轮辐与轮辋连接处的轮辐厚度

使用move指令对如图 4-18 蓝色圈中所示的轮辐连接部分进行 3mm 的增厚，而后重新进行质量检查（依照网格质量检查的标准）后生成体网格，赋予材料与属性提交计算模态与频响函数。

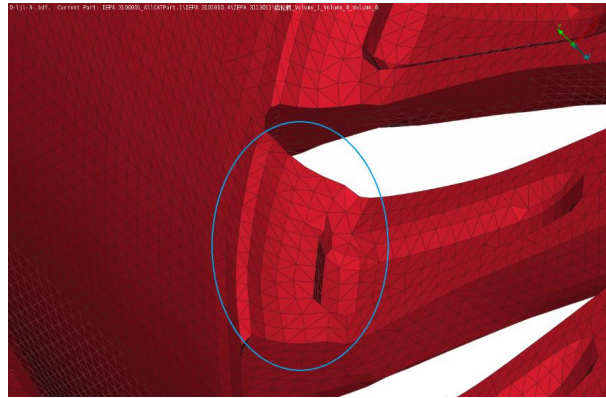


图 4-18 连接处轮辐

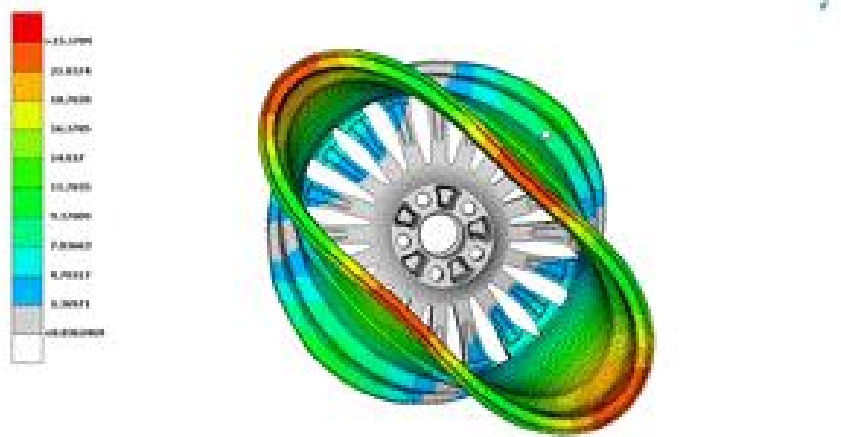


图 4-19 修改后轮辋模态图



图 4-20 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-19 所示轮辋模态升至 306Hz，侧向频响函数曲线如图 4-20 所示，据图可知共振频率为 866Hz，侧向反共振频率为 378Hz，轮辐连接处增厚 3mm 后的轮辋总质量为 13.4kg，计算可得该轮辋侧向刚度为 61.2kN/mm，轮辐连接处厚度的增加对轮辋的侧向刚

度有正向的影响。

#### 4.3.2 改变轮辐与轮辋连接处的轮辐及轮辋厚度

使用move指令对如图 4-21 蓝色圈中所示的轮辐与轮辋连接部分进行 3mm 的增厚，而后重新进行质量检查（依照网格质量检查的标准）后生成体网格，赋予材料与属性提交计算模态与频响函数。

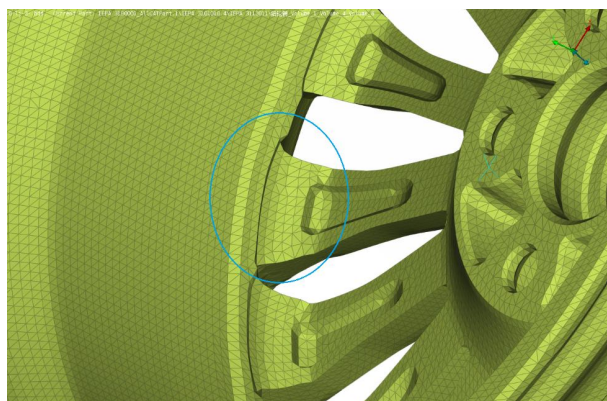


图 4-21 连接处轮辋轮辐

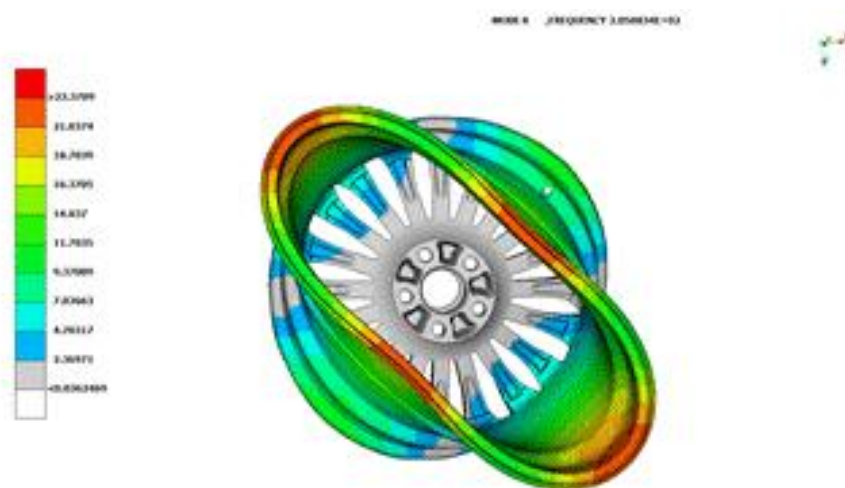


图 4-22 修改后轮辋模态图

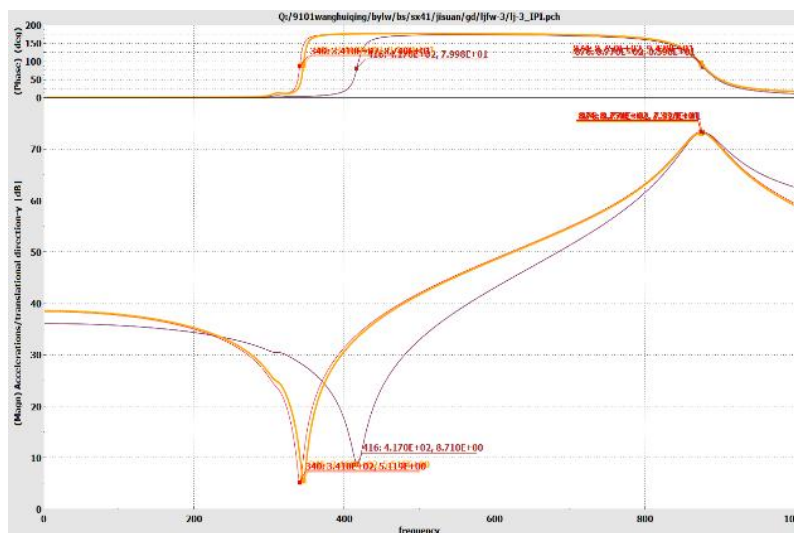


图 4-23 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-22 所示轮辋模态升至 305Hz，侧向频响函数曲线如图 4-23 所示，据图可知共振频率为 876Hz，侧向反共振频率为 380Hz，轮辐连接处增厚 3mm 后的轮辋总质量为 13.5kg，计算可得该轮辋侧向刚度为 62.5kN/mm，轮辐连接处厚度的增加对轮辋的侧向刚度有正向的影响。

### 4.3.3 数据汇总

表 4-3 方案三数据汇总

类型	频率 (Hz)	质量 (kg)	f1 (Hz)	f2(Hz)	刚度(kN/mm)
连接处的轮辐厚度增加 3mm	305	13.4	866	378	61.2
连接处的轮辐及轮辋厚度增加 3mm	310	13.5	876	380	62.5

## 4.4 方案四：改变轮辋轮辐的整体厚度

### 4.4.1 整体增厚轮辋轮辐的厚度 3mm

使用move指令对轮辐及轮辋进行 3mm 的增厚，然后重新进行质量检查（照网格质量检查的标准）生成体网格，赋予材料属性并提交计算模态与频响函数。

如图 4-24 所示，轮辋模态由 304Hz 提升至 323Hz，根据侧向频响函数曲线可计算出侧向刚度由最初的 60.4kN/mm 提升至 71.4kN/mm，此处改动虽对于轮辋的模态与刚度都有大幅度的改善，但由于质量从最初的 13.4kg 增至 15.9kg，对于铝轮辋来说，质量增加



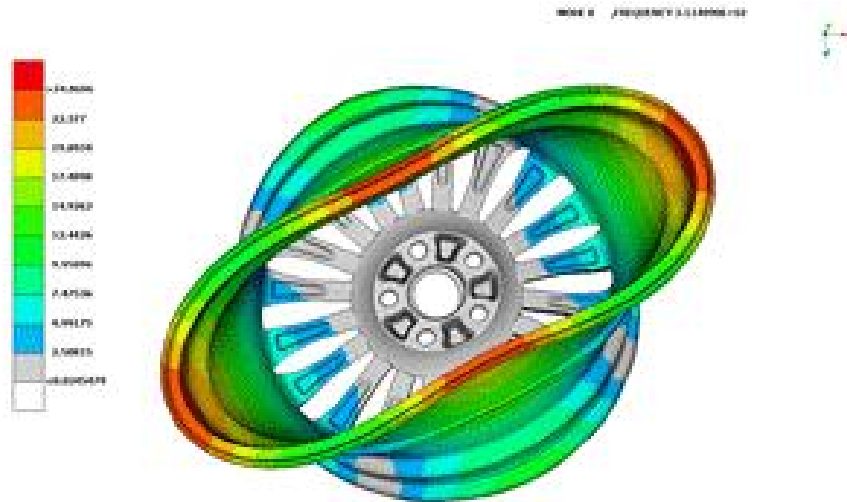


图 4-26 修改后轮辋模态图

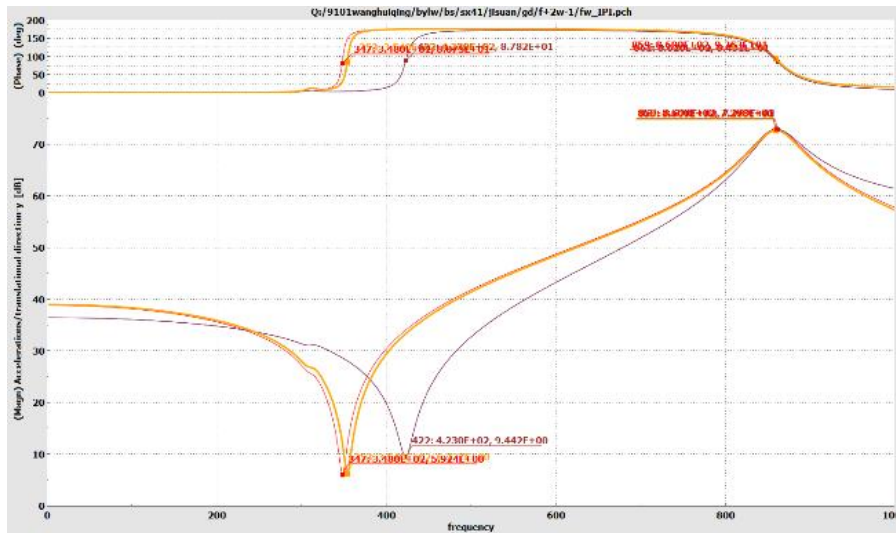


图 4-27 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-26 所示轮辋模态升至 311Hz，侧向频响函数曲线如图所示，据图 4-27 可知共振频率为 861Hz，侧向反共振频率为 387Hz，轮辐进行增厚 2mm，轮辋进行 1mm 的减薄后的轮辋总质量为 12.9kg，计算可得该轮辋侧向刚度为 60.8kN/mm，轮辐连接处厚度的增加对轮辋的侧向刚度有正向的影响。

#### 4.4.3 将轮辐厚度增厚 3mm，轮辋厚度减薄 1mm

使用 move 指令对轮辐进行 3mm 的增厚，使用 offset 指令对轮辋进行 1mm 的减薄，然后重新进行质量检查（照网格质量检查的标准）生成体网格，赋予材料属性并提交计算模态与频响函数。

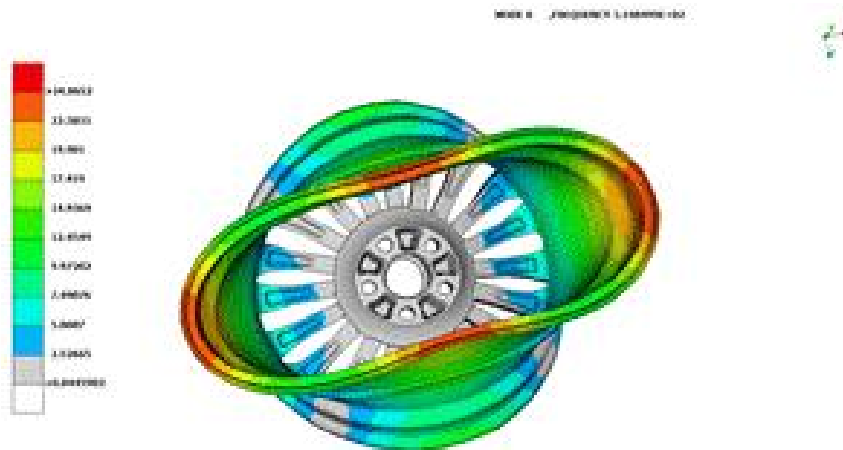


图 4-28 修改后轮辋模态图

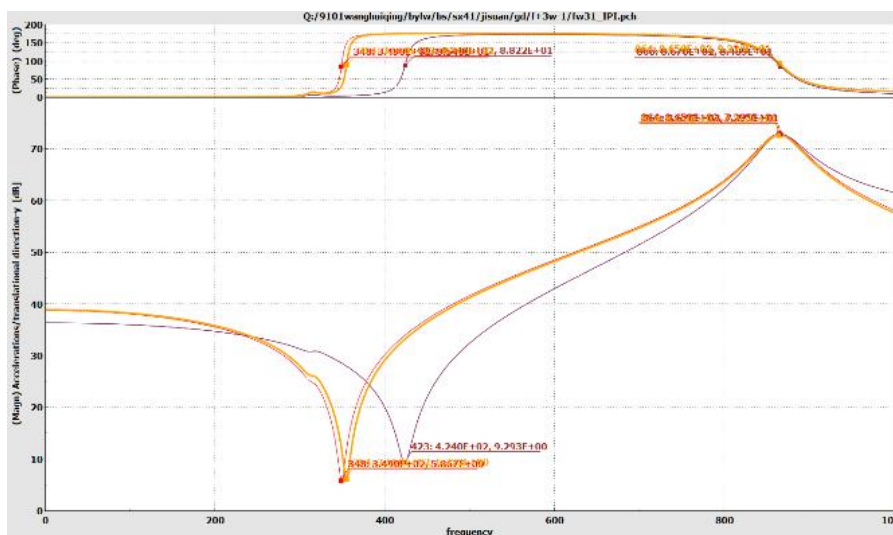


图 4-29 修改后轮辋侧向频响函数

如图 4-28 所示轮辋模态升至 315Hz，侧向频响函数曲线如图所示，据图 4-29 可知共振频率为 866Hz，侧向反共振频率为 388Hz，轮辐连接处增厚 3mm 后的轮辋总质量为 13.1kg，计算可得该轮辋侧向刚度为 61.2kN/mm，轮辐连接处厚度的增加对轮辋的侧向刚度有正向的影响。

#### 4.4.4 数据汇总

表 4-4 方案四数据汇总

类型	频率 (Hz)	质量 (kg)	f1 (Hz)	f2(Hz)	刚度(kN/mm)
轮辋轮辐的厚度整体增加 3mm	323	15.9	927	368	71.6
轮辐厚度增加 2mm 轮辋厚度减薄 1mm	311	12.9	861	387	60.8

类型	频率 (Hz)	质量 (kg)	f1 (Hz)	f2(Hz)	刚度(kN/mm)
轮辐厚度增加 3mm 轮辋厚度减薄 1mm	314	13.1	866	388	62.3

## 4.5 各方案对比分析

根据以上几种方案的分别计算与分析，综合汇总出下表

表 4-5 计算结果汇总

	类型	频率 (Hz)	质量 (kg)	f1 (Hz)	f2(Hz)	刚度(kN/mm)
	Base	304	13.3	861	379	60.8
方案一	轮辐厚度增加 1mm	308	13.5	870	381	62.5
	轮辐厚度增加 2mm	312	13.6	877	383	63.7
	轮辐厚度增加 3mm	316	13.8	885	386	65.7
	轮辐厚度减薄 1mm	300	13.2	849	375	58.5
方案二	轮辋厚度增加 1mm	305	14.0	875	373	62.9
	轮辋厚度增加 2mm	308	14.8	887	366	64.9
	轮辋厚度增加 3mm	313	15.5	900	361	68.6
	轮辋厚度减薄 1mm	305	12.6	844	384	58.1
方案三	连接处的轮辐厚度增加 3mm	305	13.4	866	378	61.2
	连接处的轮辐及轮辋厚度增加 3mm	310	13.5	876	380	62.5
方案四	轮辋轮辐的厚度整体增加 3mm	323	15.9	927	368	71.6
	轮辐厚度增加 2mm轮辋厚度减薄 1mm	311	12.9	861	387	60.8
	轮辐厚度增加 3mm轮辋厚度减薄 1mm	314	13.1	866	388	62.3

根据表 4-5 可知对比base模型，当轮辋与轮辐厚度均增加 3mm时，轮辋的模式与侧向刚度都有十分明显的增加；同样的，对比base，轮辋的总体质量也有非常多的增加，不利于成本的控制，故本方案不可行。

根据表 4-5 也可以得出：随着轮辐厚度的增加，对比base，侧向刚度均有增加；而相对比来说，随着轮辋厚度的增加，侧向刚度增加的更快一些，但同时轮辋的总质量增长也很快，所以从刚度增加与质量增加两方面同时进行考虑，整体增厚轮辐厚度的方案相较于整体增厚轮辋厚度的方案可行性更高。

而对于两种减薄方案，轮辐厚度减薄 1mm与轮辋厚度减薄 1mm，所计算刚度均有明

显的下降，故方案不可行。

对比增厚连接处的轮辐厚度 3mm，很明显的，增厚连接处轮辋与轮辐的厚度 3mm 的优势更为明显，据数据表明，后者相比较于前者，侧向刚度与模态均有较多的增加，且两者质量增加相差不大，故这两个方案相对来说，增厚连接处轮辐与轮辋的厚度 3mm 的可行性更高。

而对于最后两种方案，则是结合前面所有方案共同分析，可知轮辐增厚会增加轮辋刚度，但会带来一定的质量和模态的增加，而增厚轮辋厚度时，虽会大幅度增加刚度，但同时质量也大大增加，而减薄轮辋会使刚度有明显降低，但模态几乎保持不变，因此，此两种方案，选择加厚轮辐，减薄轮辋，希望能在增大刚度的同时保证质量的少量增加，模态尽量增加或不变，故制订了这两种方案，据表 4-5 所汇总数据可知当轮辐厚度增加 2mm，轮辋厚度减薄 1mm 时，模态有所增加且质量减小，但刚度几乎不变，此方案虽有好处但并未提高轮辋侧向刚度；当轮辐厚度增加 3mm，轮辋厚度减薄 1mm 时，模态增加且质量减小，刚度有所上升；故这两种方案相对而言，后者更有益于轮辋侧向刚度的提升。

根据上述几种方案的分析，可以得出其中三种方案是可以实行的并分别列入下表 4-6。

表 4-6 可行方案汇总

类型	频率(Hz)	质量 (kg)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	刚度(kN/mm)
轮辐厚度增加 3mm	316	13.8	885	386	65.7
连接处的轮辐及轮辋厚度增加 3mm	310	13.5	876	380	62.5
轮辐厚度增加 3mm 轮辋厚度减薄 1mm	314	13.1	866	388	62.3

由于此轮辋的优化不仅仅只关注刚度的优化，同样也要考虑模态与质量随其的变化，根据表 4-6，将轮辐厚度增加 3mm 为最优方案，其在增加相对较少质量的前提下，将轮辋的模态与侧向刚度都有不同程度的增加，相对来说，其侧向刚度的增加更加明显，但模态也随之有一定的增加，也有利于提高轮辋的性能，根据所有的数据，我们其实也可以很明显的推导出，影响轮辋侧向刚度最主要的因素是轮辋的总质量，但轮辋质量过大，不仅会增加成本，也会增大簧下质量，继而影响车辆的加速性能及刹车性能以及车辆的操控稳定性与过弯性能，并且也会增大油耗，所以轮辋的质量不宜过大，故在本课题中，我们选择通过将轮辐部分加厚 3mm 来达到减小共振与路噪，使操纵稳定性更好的目的。

## 4.6 本章小结

本章以第三章的 Base 为基础，并通过对轮辋振型的观察与分析，制定了三类不同的优化方向，但共同点是都是对轮辋的厚度进行改变，但通过不同部位的修改，来对比分析不同部位、不同厚度对轮辋模态以及侧向刚度的影响，通过各个方案的对比分析，得出影响

轮辋侧向刚度最主要的因素，并总结出最有利的优化方案，本文最终选择将轮辐厚度增加 3mm 的方案，轮辋的模态提升至 316Hz，刚度提升至 65.7kN/mm，质量增加至 13.8kg，轮辋的模态与侧向刚度都有增加，质量的增加也在合理范围内，模态与侧向刚度的增大有利于减小汽车共振，降低路噪，增大汽车的操纵稳定性。

## 第五章 全文总结

### 5.1 总结

本课题通过对轮辋进行模态分析与侧向刚度的计算对轮辋进行优化，得出以下结论：

1. 本文以某品牌轿车轮辋为研究对象，通过几何清理、几何特征简化、网格划分、网格质量检查、赋予单元材料属性等建立了二阶四面体单元的轮辋有限元模型，使用Nastran求解器对 0~500Hz 范围内轮辋模态参数进行计算，并使用META进行结果查看，得到了前二阶固有频率及相应振型。对模态计算结果进行了分析，轮辋二阶模态频率为 304Hz，根据轮辋设计要求，轮辋模态需避开轮胎空腔模态、发动机及路面的激振频率，一般来说发动机怠速振动频率范围为 23.3-40Hz，四缸发动机最高转速下的振动频率为 200Hz，优质路面激励频率通常不超过 3Hz，对于崎岖不平的路面激励频率通常低于 11Hz<sup>[21]</sup>，且经计算轮胎空腔模态为 287Hz，因此，该轮辋二阶模态频率符合设计要求。

2. 在轮辋侧向添加激励并使用两点法对轮辋侧向刚度进行计算，得到了轮辋的四条侧向频响函数曲线，使用META读取轮辋侧向频响函数并通过公式计算得出轮辋的侧向刚度，并通过优化轮辋各部分厚度来提高侧向刚度。

3. 分析结果表明，增加轮辐与轮辋厚度以及增加连接处各部分的厚度都对轮辋的模态以及侧向刚度有所影响，但是所造成的影响效果不一，通过多种方案的对比分析，可以清楚的看出，其中通过将轮辋的轮辐增厚 3mm，可使轮辋的侧向刚度从 60.8kN/mm提升至 65.7kN/mm，提高了 8%；二阶模态从 304Hz增至 316Hz，提高了 4%，质量从 13.3kg增至 13.8kg，增加了 0.5kg。增加了 1.6%。故将方案一中轮辋的轮辐厚度增加 3mm为最优的方案。

### 5.2 展望及不足

轮辋的模态以及刚度受到很多因素的影响，本文只选取不同部位的厚度进行优化，优化结果具有片面性，又由于造型所带来的局限性，一些设想无法实现，因此本文仅起到提供仿真思路与方法的作用，仍有大量的仿真内容需要进一步计算和分析。且本文的优化只停留在仿真阶段并未投入到实车进行测试，故结论的准确性有待试验验证。且由于研究深度不足，对于质量的增加带来的成本增加问题，并未进行计算与讨论。

由于时间与能力限制，本文所使用计算工具与计算方法都为基本的方法，没有尝试更高阶的软件计算，且优化方案有一定的局限性，可用于对比参考。

未来对于轮辋的优化，可从更多方面入手，选择不同的方法，使用更准确的方案，如若有可能，将所做的方案投入到测试中，得到更准确的数据，更有利于优化的进行，进一步研究轮辋模态与刚度对轮辋各种性能的影响。

## 参考文献

- [1] 郭勇昌,张志达,谢然,张洋.车轮侧向刚度对整车路噪性能的影响[J].机电工程技术,2021,50(03):274-277.
- [2] 张安霞,胡德鹏.基于摆锤冲击试验的轮辋CAE分析与优化设计[J].时代汽车,2022(18):162-164.
- [3] 郭威成. 铝合金轮毂的有限元分析[D].燕山大学,2013.
- [4] 陆洋,王虎奇,尹玉鹏.汽车轮毂的有限元分析及优化[J].现代机械,2016(06):4-8.DOI:10.13667/j.cnki.52-1046/th.2016.06.002.
- [5] RHYNG T B, CRON S M. Development of a non-pneumatic wheel[J].Tire Science and Technology, 2006,34 (3) : 150-169
- [6] GASMI A,JOSEPHPF,RHYNE T B,Development of a two-dimensional model of a compliant non-pneumatic tire[J].International Journal of Solids & Structures,2012,49(13):1723-1740.
- [7] JANG I G ,SUNG Y H , YOO E J , etal . Pattern de-sign of a non – pneumatic tyre for stiffness using tople-ogy optimization [J]. Engineering Optimization , 2012 , 44 (2): 119 -131.
- [8] JU J,KIM D M,KIM K.Flexible cellular solid spokes of a non-pneumatic tire[J].Composite Structure,2012,94(8):2285-2295.
- [9] JU J,VEERAMURTHY M,SUMMER J D ,etal.Rolling resistance of a non-pneumatic tire having a porous elastomer composite shear b and [J].Tire Science and Technology,2013,41(3):154-173.
- [10] 景立新.全钢载重子午线轮胎特性有限元分析及验证[D].吉林大学,2007.
- [11] 胡林,谷正气,黄晶,向宇,吴彤峰.30.00R51 子午线轮胎刚度仿真[J].系统仿真学报,2008(08):2210-2214.
- [12] 应卓凡,藏孟炎,周涛.基于复杂花纹的子午线轮胎径向刚度特性仿真[J].汽车技术,2009(11):35-38.
- [13] 郭巍,郑振忠,吴行,陈庆昌.实心橡胶轮胎非线性有限元分析[J].机械设计与制造,2011(06):65-67.DOI:10.19356/j.cnki.1001-3997.2011.06.025.
- [14] 李雪貂,廖放心,胡飞.车轮模态及频响分析和试验检测方法研究[J].汽车科技,2019(04):76-81.
- [15] 刘程,刘伟,杨东绩,田程,陈超,魏晓辰.轿车车轮试验模态对比分析[J].噪声与振动控制,2020,40(02):254-258.
- [16] 袁丁,刘波,邓磊.某SUV轮辋模态刚度分析与测试验证[J].汽车实用技术,2020(05):110-112.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2020.05.033.
- [17] Sanjaya Y, Prabowo AR, Imaduddin F, Binti Nordin NA. Design and analysis of mesh size subjected to wheel rim convergence using finite element method. Proc Struct Integ. 2021;33:51 - 8. 10.1016/j.prostr.2021.10.008.
- [18] 李义东.某SUV白车身模态分析与结构优化[D].天津科技大学,2021.DOI:10.27359/d.cnki.gtqgu.2021.000058.
- [19] 刘伟,韩腾飞,刘二宝.轮胎空腔模态预测方法研究[J].轮胎工业,2018,38(08):456-458.
- [20] 石宇鹏,张全逾,刘鹏.汽车轮胎空腔模态的获取途径及其影响因素[J].汽车零部件,2020(10):47-49.DOI:10.19466/j.cnki.1674-1986.2020.10.012.
- [21] 张舵,迟瑞娟.基于ANSYS汽车铝合金轮毂的有限元分析[J].汽车实用技术,2020,45(23):139-142+156.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2020.23.044.

## 致谢

在论文完成之际，由衷的感谢我的专业导师吕冬慧和企业导师王耀轮，本文是在两位导师悉心指导下完成的。吕老师在选题、论文研究内容的确定、论文工作的安排等方面都给予了我很大的帮助，另外在大学四年的学习中，吕老师也殚精竭虑地教授我们专业基础知识，为我们的今天打下了夯实的基础，吕老师带给我的不仅仅是专业知识领域的成长，也极大影响了我对人生以及未来的看法，以及学院所有的老师、辅导员为我们的学习成长所作出的贡献都是终生难忘的，感激之情溢于言表。

我的企业导师王耀轮在我的毕业设计进程以及后期分析中提供了很多的帮助与建议；高雪晴工程师帮助我学习了前后处理软件的使用，并热心的帮助我解决过程中遇到的问题；郝国全工程师为我的毕业设计提出了很多重要的建议、思路与问题并热心的提供帮助与相关资料，各位NVH部的同事也都是知无不言言无不尽。在此对以上各位表达由衷的感谢。

此外，在我的学习生活中我的好友杜雅妮为我提供了极大的情绪价值与无条件的支持，其于低谷时期为我带来的支撑与安慰将使我终生难忘。

最后，感谢我的父母，在给予我生命的同时，也无私的支持我的学业与工作。