

发动机悬置安装点动刚度分析

曹佳奇

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2024年6月23日; 录用日期: 2024年7月17日; 发布日期: 2024年7月26日

摘要

在科技飞速发展的今天, 消费者对汽车性能的期望越来越高, 而发动机悬置系统的动态性能对车辆的平顺性和乘坐舒适性起着至关重要的作用。本研究通过对发动机悬置安装点的动刚度进行深入分析, 以揭示其对整车NVH性能的影响。首先, 本文对汽车NVH性能、发动机悬置系统以及动刚度分析三者之间关系进行串联, 建立了汽车前副车架的有限元模型。在此基础上, 对模型进行计算前处理, 完成材料以及边界条件的设置, 进行计算, 得到各阶模态的模态贡献量以及反应动刚度的加速度曲线。

关键词

汽车NVH, 动刚度, 前副车架, 模态贡献量

Dynamic Stiffness Analysis of Engine Suspension Mounting Points

Jiaqi Cao

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

Received: Jun. 23rd, 2024; accepted: Jul. 17th, 2024; published: Jul. 26th, 2024

Abstract

In today's rapid technological development, consumers have higher and higher expectations of automobile performance, and the dynamic performance of the engine suspension system plays a crucial role in the smoothness and ride comfort of the vehicle. In this study, the dynamic stiffness of the engine suspension mounting points is deeply analyzed to reveal its influence on the NVH performance of the whole vehicle. Firstly, this paper establishes a finite element model of the front subframe of the vehicle by linking the relationship between the vehicle NVH performance, the engine mounting system and the dynamic stiffness analysis in series. On this basis, the model is pre-processed, the material and boundary conditions are set, and the calculation is performed to

文章引用: 曹佳奇. 发动机悬置安装点动刚度分析[J]. 建模与仿真, 2024, 13(4): 4715-4723.

DOI: 10.12677/mos.2024.134427

obtain the modal contribution of each order mode and the acceleration curve in response to the dynamic stiffness.

Keywords

Automotive NVH, Dynamic Stiffness, Front Subframe, Modal Contribution

Copyright © 2024 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

随着汽车产业的迅猛增长，消费者对汽车性能的期望也日益提升，从最初关注的安全性和耐用性，逐渐转向稳定性、舒适性等综合性能。在此背景下，汽车的 NVH (噪声、振动、声振粗糙度)性能成为衡量汽车品质的关键指标，因为它直接关系到驾乘人员的感官体验[1]-[3]。

国内外学者做了大量车身动刚度的研究，岳峰丽[4]等人以某电动汽车车身为研究对象，求取车身在频率为 0~100 Hz 内的自由模态及 16 处接附点的动刚度，研究表明：两测点的加速度导纳 (IPI) 曲线在 27 Hz 和 83 Hz 频率下出现峰值的原因是产生了共振，在 35、54、62、78 Hz 频率下产生峰值的原因是接附点处动刚度不足。李欢[5]针对某副车架应用的成形管梁，提出一种正向设计和逆向重构的设计方法，结果表明该方法可有效提升管梁成形的尺寸精度，为主机厂开发成形管梁提供了一定的技术参考。聂延志[6]等人通过对电动汽车后副车架悬置支架动、静刚度研究分析，得出后副车架悬置支架动静刚度计算方法及目标设定依据。连昊[7]等人通过约束模态分析与模态应变能分布找到影响副车架变形的主要传递路径，在合适的位置进行有针对性加强，从而提高副车架发动机悬置安装点的 Z 向动刚度，在充分提升动刚度的同时做到轻量化设计。

本文对汽车 NVH 性能、发动机悬置系统以及动刚度分析三者之间关系进行串联，建立了汽车前副车架的有限元模型。在此基础上，对模型进行计算前处理，完成材料以及边界条件的设置，进行计算，得到各阶模态的模态贡献量以及反应动刚度的加速度曲线。

2. 有限元模型的建立

2.1. 前副车架有限元模型

本文选用的模型为汽车的前副车架，包括第一纵梁，第二纵梁，第一横梁，第二横梁等几部分组成。按照建模标准，本次建模在 HyperMesh 软件中进行搭建，以下是模型的一些重要参数和相关操作：在前副车架的构成中，较常用的材料有 SAPH370/SAPH440、QSTE340/QSTE 340420 等钢材，随着轻量化技术的普及，铝合金、钢铝混合、碳纤维等材料渐渐开始应用于前副车架。对于厚度小于 5 毫米的部分，使用壳单元划分网格，对于厚度大于 5 毫米的部分，采用 3D 实体单元划分网格。在模拟螺栓连接时，采用 RBE2 刚性单元进行模拟。在模拟前副车架各部分焊缝连接时采用 RBAR 单元。RBAR，即刚性杆单元(Rigid Bar)，通常是在特定的自由度上施加限制。它允许主从节点之间存在一定程度的相对运动，在大多数情况下为轴向运动，但对横向位移和旋转是禁止的，模型连接如图 1 所示。

在副车架的模型中，存在许多特殊的结构，例如凸台、圆角、凹槽、翻边和包边等。对于其中的圆角结构，可以根据其半径大小进行不同的处理，如果圆角半径小于 3 毫米，并且不是关键受力位置，可

以将其简化为直角特征,如果圆角半径大于3毫米,为了模型中圆角对计算结果正确性与准确性的影响,需要在模型中建立单元,图2对不同圆角进行了处理。

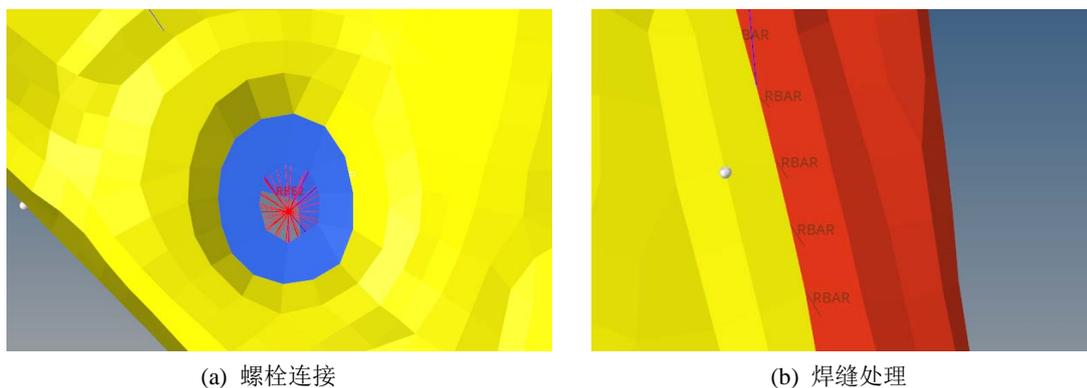


Figure 1. Model link
图 1. 模型连接

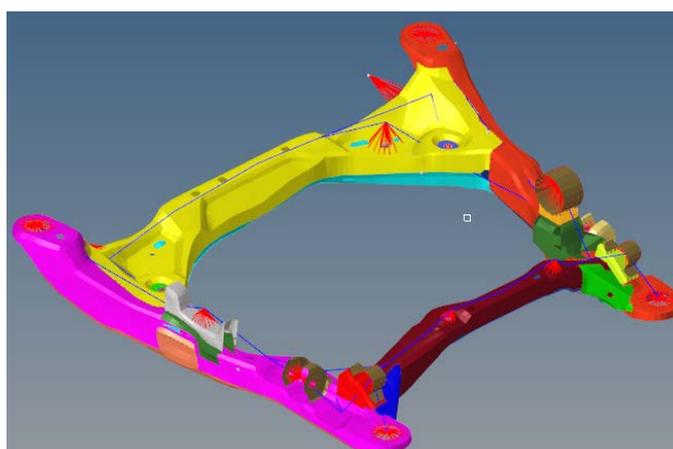


Figure 2. Front subframe finite element model
图 2. 前副车架有限元模型

本文模型采用普通碳钢,其具体各项参数:弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.30,屈服强度为 350 MPa,密度为 7850 Kg/m³。根据建模标准,创建前副车架有限元模型,网格大小的选择是根据模型各结构的大小而决定的,一般而言,采用 10 mm 的网格处理大部分结构,对于一些较小的部位,则使用 5 mm 的网格。模型单元总数 12,682 个,节点数 12,391 个。图 2 所示为本文所建前副车架有限元模型。

2.2. 前副车架静强度验证

静强度分析有着重要的意义,首先,它为后续的设计优化提供指导方向,通过计算会发现结构薄弱环节,从而帮助工程师明确目标,进行有目的的,高效率的设计改进,以在保证强度的同时,还可以做到轻量化,应力分布理想的目标;其次,在预防共振现象等方面,静强度分析有着不容小觑的作用,我们可以通过模态分析得到的结果,得出与发动机激励频率相近的车架固有频率,从而做到对共振现象的预防和避免;最后,静强度分析会对静态和动态性能进行一个全方位的考量,为车辆的舒适性、耐用性和安全性等性能提供一个有力的保障。前副车架应力和位移云图如图 3 和图 4 所示,符合实际情况,进一步验证了有限元模型的准确性。

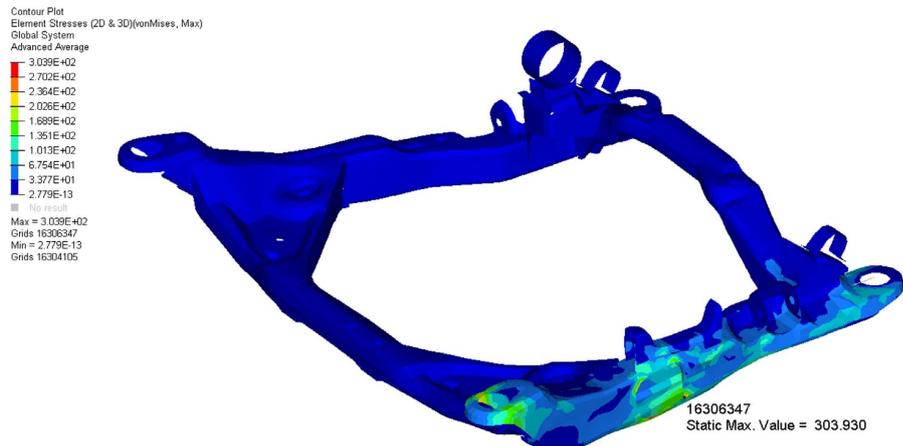


Figure 3. Stress distribution of the front subframe

图 3. 前副车架应力分布云图

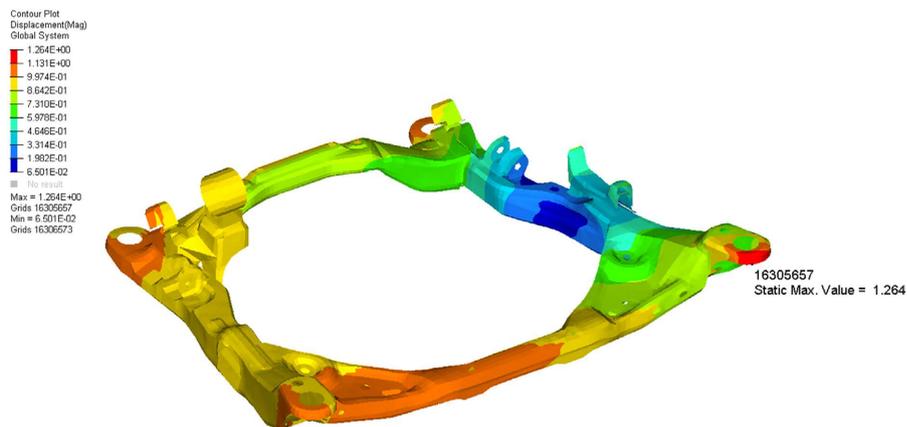


Figure 4. Front subframe displacement cloud

图 4. 前副车架位移云图

2.3. 前副车架模态验证

在进行动刚度分析之前，模态分析是必不可少的一步。它可以为提供结构的固有频率和振型，为结构的可靠性和合理性提供保障，并帮助确定动刚度分析中需要关注的频率范围，以及预测结构在不同频率下的动态行为。通过模态验证，不仅可以减少振动和噪音，还可以提升结构的动态性能，增强车辆的安全性和舒适性。动刚度分析是在关键位置施加单位谐波载荷，然后分析计算频率位移响应的过程。这种分析可以利用 Hypermesh 软件实现。通过分析，可以评估前副车架在实际运行环境中可能遇到的振动问题，并据此改进设计。

固有振动特性和模态叠加原理是模态贡献量理论的基本原理，同时也是 NVH 分析中重要的理论依据，它们帮助工程师通过分析结构的自然频率、阻尼比和振型来深刻理解复杂结构的动态行为，从而能够预测结构在实际工况下的振动响应、识别和防止潜在的共振问题，并对结构进行优化设计以增强其性能和耐久性。这些原理不仅用于故障诊断和噪声控制，还为动力学分析和结构改进提供了基础，是现代工程中不可或缺的工具。此外，发动机作用在悬置安装点的载荷大小和方向会随汽车运行状态而变化。固有振动特性和模态叠加原理可以帮助分析这些动态变化，确保悬置安装点的刚度特性具有随频率变化而变化的动态特性，以适应不同的工作条件。图 5 所示为前副车架前六阶模态分析结果。

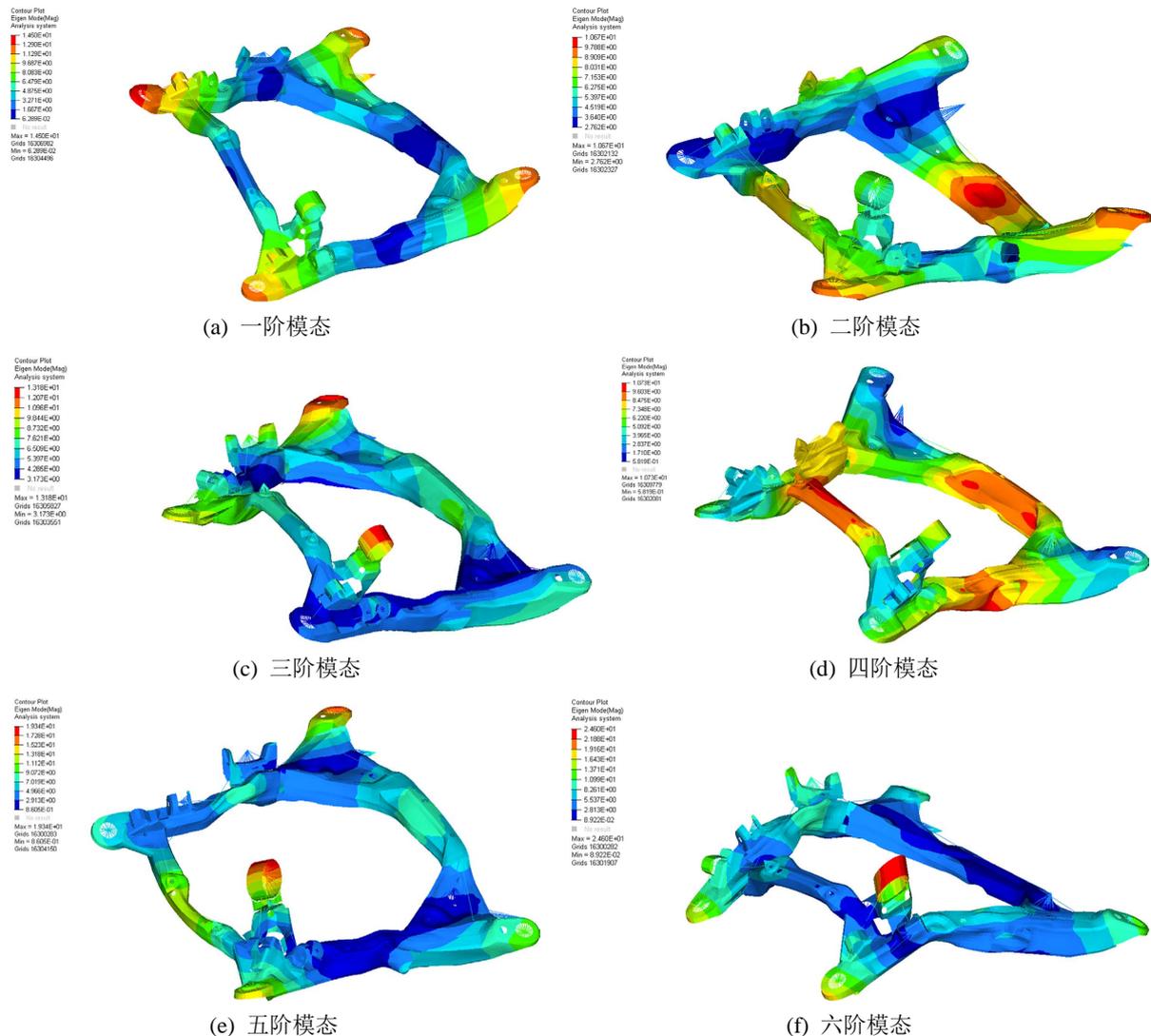


Figure 5. Front subframe modal analysis
图 5. 前副车架模态分析

总的来说, 模态贡献量理论在发动机悬置安装点动刚度分析中具有重要意义, 其不仅有助于提高汽车的乘坐舒适性, 还能优化悬置系统的设计, 提高发动机和悬置系统的使用寿命。第四章发动机悬置安装点动刚度分析主要流程及结果。

3. 发动机悬置安装点动刚度分析

3.1. 模态贡献量理论基础

对于单自由度系统, 可以借助放大因子(动态变形与静变形的比)来研究系统模态对响应的影响。单自由度振动系统的位移放大因子为:

$$\beta(s) = \frac{1}{\sqrt{(1-s^2)^2 + (2\zeta s)^2}} \quad (1)$$

式中, s 为载荷频率与系统固有频率之比, 那么这个单自由度系统的响应实际上就由这个放大因子决定,

因此可以借助放大因子来研究这个系统的振动特性。在载荷频率接近系统固有频率时，系统产生共振，此时表征系统响应的放大因子由阻尼比确定。对于连续体，假设其多阶模态在同一自由度上均存在分量，这些模态频率分别为 $f_1 = 100 \text{ Hz}$ 、 $f_2 = 200 \text{ Hz}$ 、 $f_3 = 300 \text{ Hz}$ 、 $f_4 = 400 \text{ Hz}$ 和 $f_5 = 450 \text{ Hz}$ 。在该自由度上给予 $0 \sim 500 \text{ Hz}$ 的扫频载荷，对于上面提到的每一阶模态，可以做出其放大因子与频率比的曲线，此时将频率比乘以系统对应的固有频率，即可将单自由度振动系统的幅频曲线拓展为多自由度系统的幅频特征曲线。

对于某一个特定频率，其总响应为该频率上所有单自由度模态响应的向量和：

$$X(\omega) = \sum \bar{x}_j(\omega) \quad (2)$$

即在频率空间中，某个频率上的总体响应是若干模态的叠加效果，某阶模态对总体响应的贡献量可以写成以下形式：

$$C_j(\omega) = \frac{X_j(\omega)}{X(\omega)} \times 100\% \quad (3)$$

这里需要注意的是，总响应和单个模态响应均为向量，模态贡献量除了考虑幅值以外，同时还包含与总体响应的夹角。

3.2. 发动机悬置安装点动刚度分析计算

前副车架模型采用无约束自由边界，发动机左悬置支架施加单位力，扫频频率为 $1 \sim 500 \text{ Hz}$ ，结构模态提取频率为 750 Hz 。在此模型基础上进行模态贡献量分析。Optistruct 模块是 HyperMesh 软件中的一个有限元分析工具，常用于结构优化和计算分析。该模块支持多种类型的分析计算，包括静力学、疲劳寿命分析和动力学等。Optistruct 还提供了多种优化技术，如拓扑优化、尺寸自由度优化和形状优化，帮助工程师在材料选择上做出最优决策，从而降低成本并提升效率。

在 HyperMesh 中，PFMODE 卡片用于设置频响分析的必要参数，也是执行频响分析的关键步骤。通过 PFMODE 卡片，工程师可以设定频响分析的类型、频率范围、步进值和输出结果类型等关键参数，对预测结构在动态载荷下的响应至关重要。点击 PFMODE，响应类型选择结构响应点 STRUCTURE。选则 STRUCTMP，选择结构模态。SMP 选择全部模态 ALL。SETDOF 选择之前新创建的 SET-resp。在选择响应类型 RTYPE 时，要保证和模型计算时的工况基本一致，所以再设置，先查看一下模型在基本工况的输出类型，选择类型 ACCELERATION。至此，PFMODE 卡片设置全部完成。

频率选择 150 Hz ，要求显示贡献量排名前 5 的模态阶次。由图 6 可以看到第 9 阶模态在 150 Hz 处贡献量达到 79.66% ，占有 70% 以上的贡献量，因此如果想降低 150 Hz 处的响应值，那么重点需要关注第 9 阶模态。在 HyperMesh 中，贡献量最高的模态在计算动刚度时有着重要的意义和作用，例如优化设计、预测振动响应以及降低噪声等方面。通过识别出贡献量最高的模态，工程师可以对此进行针对性的结构改进，以提高其动态性能。这可能涉及改变结构的形状、材料或者增加阻尼等措施，以减少该模态对动刚度的影响。同时，了解哪个模态对动刚度的贡献最大，有助于预测结构在实际运行中的振动响应，这对于确保结构的可靠性和舒适性至关重要。在 NVH (噪声、振动和粗糙度) 分析中，高贡献模态的识别对于控制结构的辐射噪声也至关重要。此外，了解哪些模态对动刚度的贡献最大还有助于提高分析的效率和准确性。

如图 7 所示，曲线形式下 $1 \sim 500 \text{ Hz}$ 的模态贡献量。由于曲线形式的贡献量排序采用了频段内的 RSS 值，所以与柱状图(单频)结果有差异，但是在 150 Hz 处，可以看到第 9 阶模态依然具有最高的贡献量。

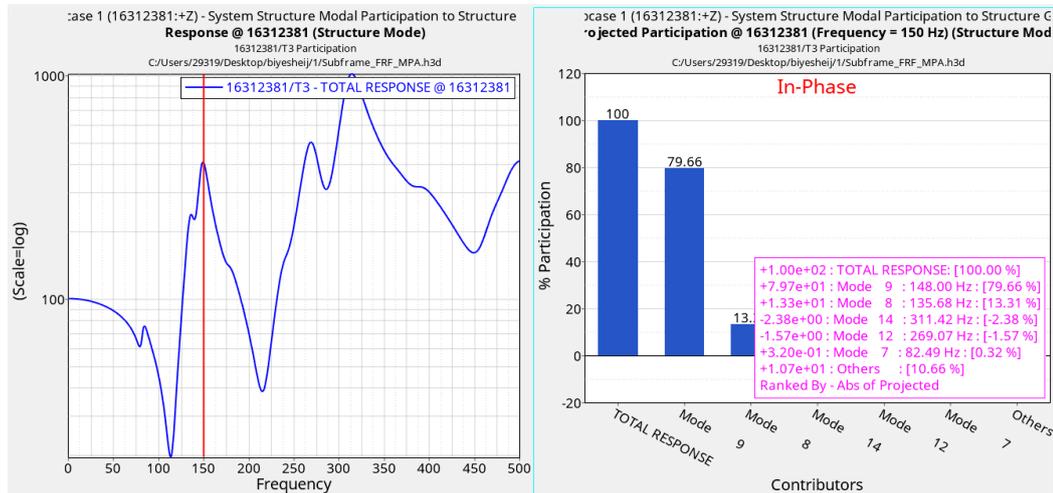


Figure 6. Histogram of contribution at 150 Hz
图 6. 150 Hz 下贡献量柱状图

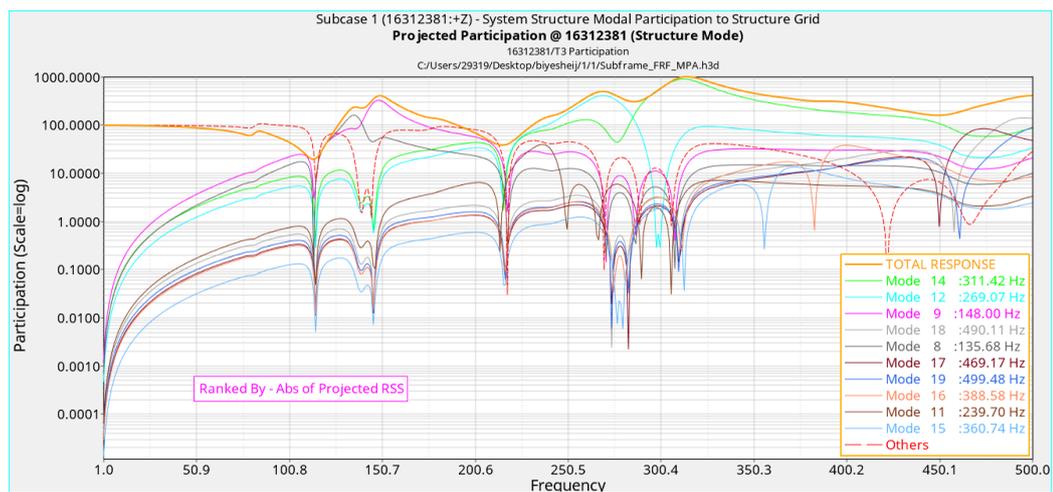


Figure 7. Modal contributions from 1~500 Hz
图 7. 1~500 Hz 的模态贡献量

RSS (Root Sum Square)是一种将多个正弦波信号合成一个信号的方法，它通过计算各个信号振幅的平方和的平方根来得到合成信号的振幅。在模态贡献量分析中，RSS 值用于评估在一个给定频段内，所有模态对该点振动响应的综合贡献。通过计算这些贡献值的均方根(Root Sum Square, RSS)，可以得出在该频率范围内振动响应的综合水平。我们可以查看一下第 9 阶模态的振型，并且可以与贡献量柱状图一同展示。根据结果，我们可以看出，结构中出现弯与扭两种状态，如图 8 所示。

模态贡献量分析中的正负贡献反映了不同模态对振动响应的影响方向和程度。在模态贡献量分析中，每一阶模态对振动问题峰值的贡献可以是正的也可以是负的。正贡献意味着该模态在相位上与振动响应同步，增加了振动幅度，在某些情况下，如果振动问题是由于某个模态的正贡献过大导致的，那么这个正贡献就是不利的，因为它加剧了振动问题。负贡献则表示模态在相位上与振动响应相反，有助于减少振动幅度。在这种情况下，负贡献是有利的，因为它有助于抑制振动，从而可能改善结构的动态性能。

通过分析各模态的贡献，工程师可以确定出影响最大的模态，有针对性地优化结构。比如，增强或

抑制某一模态的影响来提升结构的动态性能。模态贡献量的正负差异帮助我们更深入地理解振动问题，使得在面对 NVH 问题时，能够更高效、准确地进行诊断和优化。

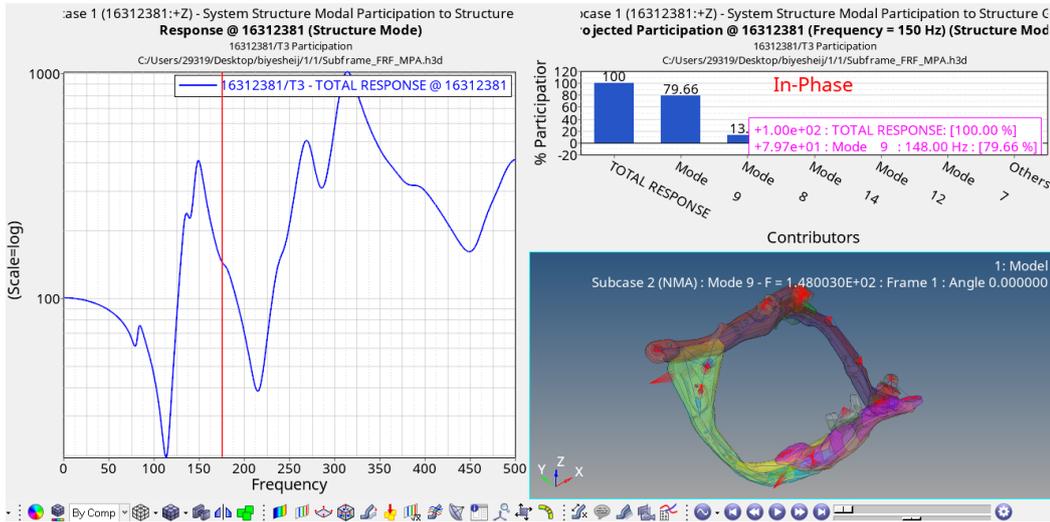


Figure 8. 9th order mode shapes
图 8. 第 9 阶模态振型

在 study 模块中，我们可以将某一阶模态的一定量贡献去掉，再去查看结果的变化，接下来我们以第 9 阶模态为例，进行 study 模块的设置。图 9 中红色虚线为去除第 9 阶模态后的响应，我们发现在 150 Hz 处的峰值消失，之前提到过，第 9 阶模态的贡献量已经接近 80%，同时由第 8 阶主导的峰值也有所下降。

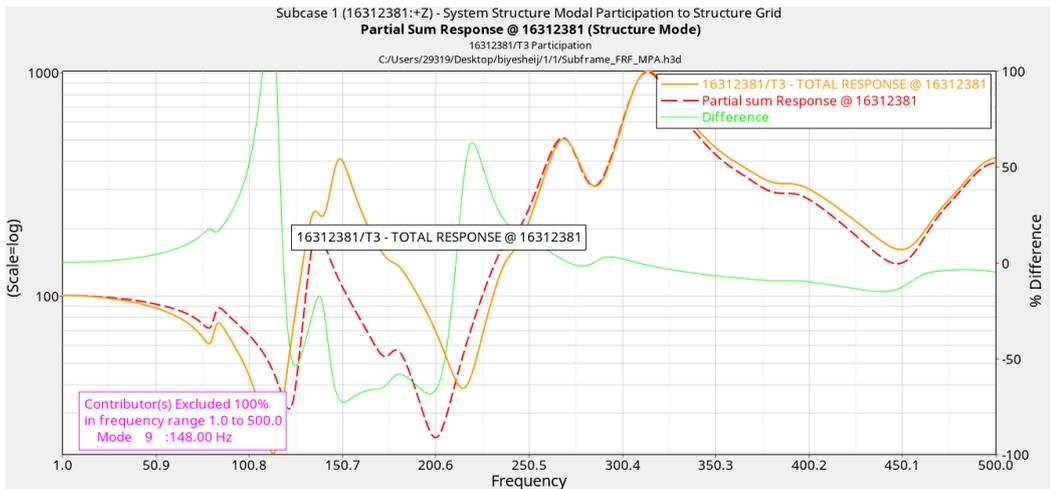


Figure 9. Response after removal of 9th order modes
图 9. 去除第 9 阶模态后的响应

结构动刚度的高低，可以通过结构在受到激励时的振动响应来判断，加速度响应越低，则说明结构的动刚度越高，在图 10 中，在 150 Hz 和 300 Hz 附近，都存在着峰值，此时加速度响应较高，代表结构的动刚度较差。因此这两个频段可以成为我们优化结构动刚度的一个切入点，将优化后的结果与其对比，通过这两个频段的峰值降低，可以清晰直观的看出动刚度的提升。

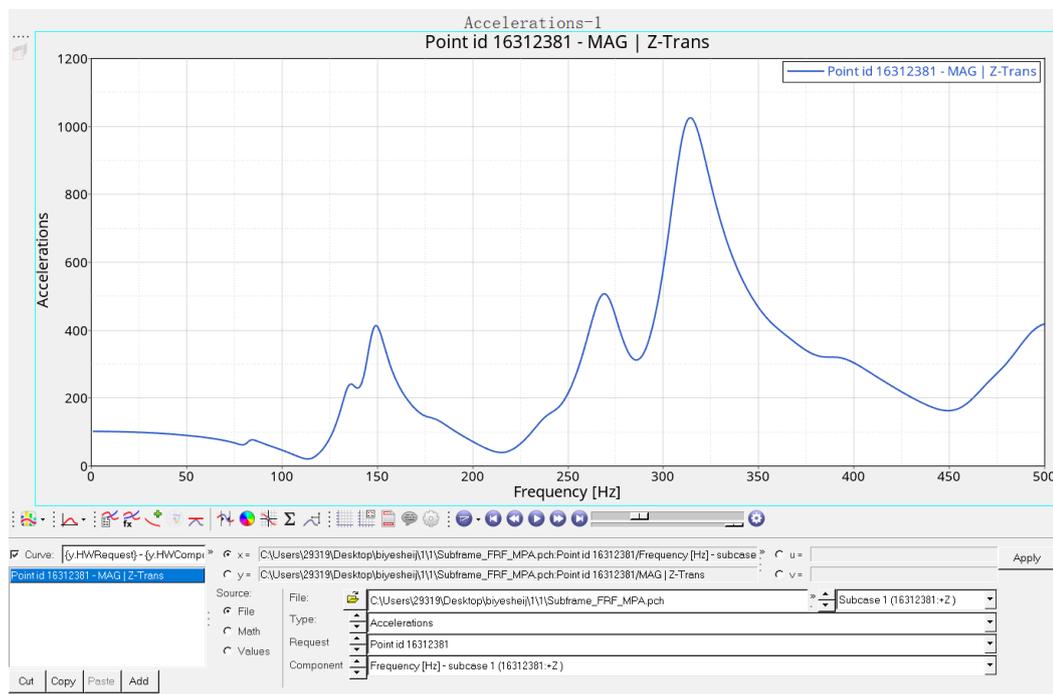


Figure 10. Dynamic stiffness curve

图 10. 动刚度曲线

4. 结论

副车架在汽车底盘中承担了非常重要的角色。本文首先通过静力学分析和模态分析验证了所建立副车架有限元模型的准确性，然后采用模态贡献量叠加法分析副车架动刚度。结果表明，在 150 Hz 频率时第 9 阶模态贡献量达到 79.66%，因此如果想降低 150 Hz 处的响应值，那么重点需要关注第 9 阶模态。在去除第 9 阶模态后，发现在 150 Hz 处的峰值消失，同时由第 8 阶主导的峰值也有所下降。

此外，发动机作用在悬置安装点的载荷大小和方向会随汽车运行状态而变化。固有振动特性和模态叠加原理可以帮助分析这些动态变化，确保悬置安装点的刚度特性具有随频率变化而变化的动态特性，以适应不同的工作条件。

在进行模态贡献量叠加分析动刚度时，不仅仅考虑贡献量的幅值大小，还要判断其与总响应的相位夹角，也就是所谓的正贡献与负贡献，这为我们后续做优化设计指明了方向，降低加剧结构振动的正贡献，提高有益于减小结构振幅的负贡献，从而提升结构的动态性能。

参考文献

- [1] 于振江. 汽车机械式变速器变速传动机构优化设计研究[J]. 汽车测试报告, 2024(1): 22-24.
- [2] 范朝梦. 基于传递路径分析方法的车内振动控制研究[D]: [硕士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2018.
- [3] 李少伟. 某车型振动特性分析以及车内噪声研究[D]: [硕士学位论文]. 柳州: 广西科技大学, 2023.
- [4] 岳峰丽, 王培, 王楷焱. 车身模态及接附点动刚度分析[J]. 沈阳理工大学学报, 2024, 43(3): 84-89.
- [5] 李欢, 李春雨, 刘宁, 等. 副车架管梁正向设计和逆向重构方法研究[J]. 锻压技术, 2024, 49(4): 104-111.
- [6] 聂延志, 江庆飞, 吴毅, 等. 纯电动汽车后副车架悬置支架刚度研究[J]. 汽车制造业, 2022(2): 16-18.
- [7] 连昊, 黄德佳. 副车架发动机悬置安装点动刚度分析与优化[J]. 装备制造技术, 2021(9): 225-228.