

基于ANSYS的减振器质量可靠性仿真分析

郭教聪

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2024年10月26日; 录用日期: 2024年11月19日; 发布日期: 2024年11月26日

摘要

减振器是汽车悬挂系统的重要结构件, 主要作为承受车辆本身的重量和颠簸时的缓冲器, 振动破坏是减振器的主要损坏形式。对减振器进行静力学分析、模态分析和谐响应分析, 找出振幅较大的区域, 以避免发生共振, 在模态分析的结果上, 进行谐响应分析, 得到减振器的应力-频率响应曲线和相位图, 确定了发生共振频率及区域。分析结果表明, 减振器的轴心与轴端区域易发生振动破坏, 为减振器的设计和优化提供了参考。

关键词

减振器, 质量, ANSYS仿真

Simulation Analysis for Stability of Absorbers Based on ANSYS

Jiaocong Guo

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

Received: Oct. 26th, 2024; accepted: Nov. 19th, 2024; published: Nov. 26th, 2024

Abstract

Shock absorbers, critical components of a car's suspension system, primarily bear the vehicle's weight and dampen shock during bumps. Vibration damage is the predominant mode of shock absorber failure. Through static, modal, and harmonic response analysis of shock absorbers, this study identified high amplitude regions to evade resonance. Based on modal analysis outcomes, harmonic response analysis was carried out, yielding the stress-frequency response curve and phase diagram of the shock absorber. Resonance frequencies and zones were pinpointed. Analysis revealed that the x-axis and shaft end regions of the shock absorber are prone to vibration failure, providing references for the design and optimization of shock absorbers.

Keywords

Shock Absorbers, Quality, ANSYS Simulation

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

汽车悬挂系统是汽车的车架与车桥或车轮之间的一切传力连接装置的总称，其作用是传递作用在车轮和车架之间的力和力矩，并且缓冲由不平路面传给车架或车身的冲击力，并衰减由此引起的振动，以保证汽车能平顺地行驶[1]。减振器在汽车悬挂中作为缓冲器，可以吸收一部分外来动能，从而使得汽车在遇到振动时也能保持更稳定的车身行驶[2]。

减振器在车辆行驶过程中需要承受车辆本身和运输货物或乘客的载荷与车辆振动时的压力。即需要对其进行静力学分析，观察减振器本身的应力和应变分布情况，再根据应力和应变的分布对其进行优化[3]。减振器在外界激励作用下会发生共振，所以需要减振器进行模态分析及谐响应分析，避免发生共振现象，提高其使用寿命[4]。

马子卿以某减振器为研究对象，通过对其性能差异的分析对减振器样件进行示功性能测试，最后对比实车试验分析结果与仿真结果，验证了仿真分析的合理性[5]。陈乘浪同样以减振器为研究对象，通过借助 ANSYS 软件的耦合作用，评估与监控汽车底盘弹簧座减振器的稳定性，为减振器的设计提供理论基础[6]。文中以减振器为研究对象，采用类似研究方法对减振器进行静力学分析、模态分析和谐响应分析。

文中以某车的减振器为研究对象，建立减振器三维模型，通过 ANSYS 对其进行静力分析、模态分析及谐响应分析，得到减振器的应力、应变分布情况及各阶模态响应，以此来分析减振器的运动规律和受力情况，并对结果进行讨论和分析。

2. 汽车减振器静力学分析

2.1. 减振器模型

文中所研究的减振器较为复杂，在对减振器进行建模时对其进行了适当的简化。如删减了对其受力情况影响不大的部分零件。在 SolidWorks 中建立的模型简化后的主要参数如表 1 所示。ANSYS 中的减振器模型如图 1 所示。

Table 1. Model parameters of the axle
表 1. 车轴的模型参数

名称	尺寸(mm)
最大直径	45
最小直径	10
长度	320
主轴直径	27

Geometry
2024/11/7 11:56

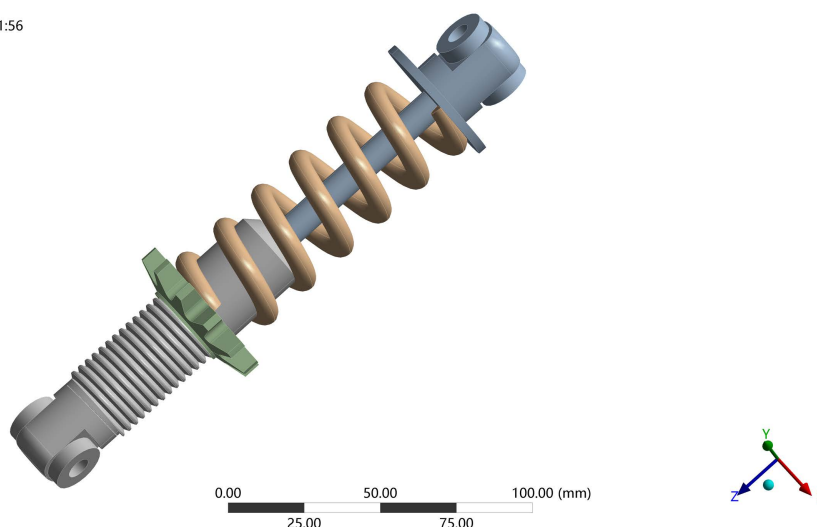


Figure 1. Three dimensional model of shock absorber
图 1. 减振器三维模型

2.2. 材料及材料参数

减振器所用材料为铝合金，铝合金通常使用铜、锌、锰、硅、镁等合金元素，铝合金密度低，但强度比较高，接近或超过优质钢，塑性好，可加工成各种型材，具有优良的导电性、导热性和抗蚀性，工业上广泛使用，使用量仅次于钢[7]。其材料属性如表 2 所示。

Table 2. Axle material parameters

表 2. 车轴材料参数

材料	弹性模量(G/Pa)	泊松比	密度(Kg/m ³)
铝合金	71	0.33	2770

2.3. 减振器静力学分析

车辆运行时减振器需要承受来着车辆本身的载荷，还需要承受车辆上下颠簸时的弹性压力。所以需要车轴进行静力学分析以此得到减振器的应力和应变分布[8]。

此次分析选择对减振器进行抗压变形的静力学分析，如图 2 所示，进行抗压分析时，先将减振器的左端一个固定支撑，再给右端一个 2MPa (约为减振器在车辆受到振动时产生的力)的轴向力，以此对于减振器的抗压性能进行检测。网格划分采用由 ANSYS 自动生成网格。

根据图 3 所示的等效应力分布，可以明显看出，减振器的大部分等效应力集中在其小轴部位。这表明小轴是整个结构中应力集中的主要区域。具体分析得知，减振器在工作时，最大等效应力值约为 4.9 MPa。这个应力值相对较高，但仍处于减振器结构能够承受的范围之内。

值得注意的是，减振器的设计工作压力范围通常在 8 MPa 至 10 MPa 之间。在这个工作压力区间内，减振器能够保持其结构完整性，并持续有效地执行其减振功能。因此，虽然小轴部分的最大等效应力接近 5 MPa，但这仍远低于其设计的有效工作压力上限，表明减振器在正常运行时不会受到应力超载的影响。

通过这一分析，可以得出结论：在当前压力负荷下，减振器的应力分布合理，且最大等效应力处于

安全范围内，完全满足其在实际工作条件下的应力要求。减振器在较高工作压力下仍能够有效运作，确保系统的稳定性与耐久性。这也说明减振器的设计在应力分布上是经过优化的，能够确保关键部位的强度需求得到满足，延长使用寿命并提高设备的可靠性。

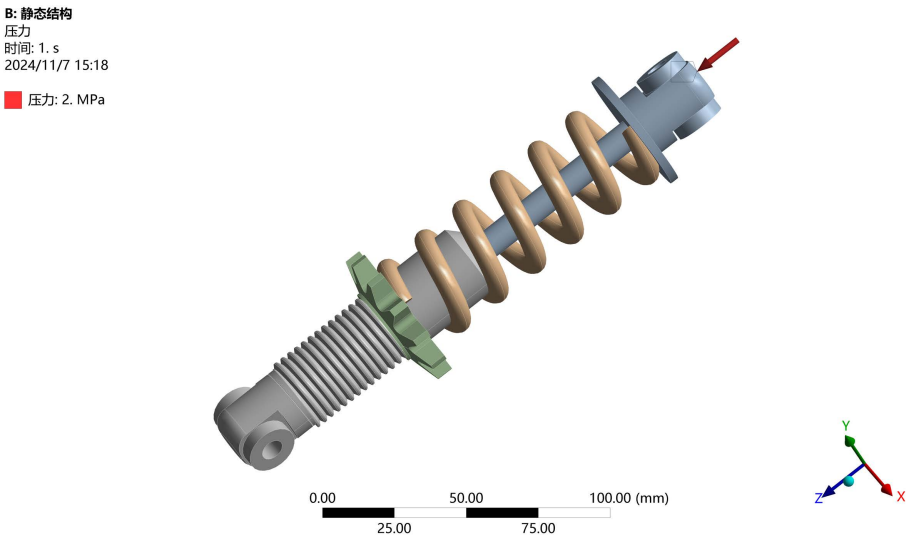


Figure 2. Direction of shock absorber
图 2. 车轴受力方向

根据图 4 和图 5 所示的实验结果，减振器在受力状态下的等效弹性应变和总应变表现得非常直观。由图 4 和图 5 的进一步对比分析可以看出，当减振器承受 2 MPa 的外部压力时，所产生的等效弹性应变和总变形均非常微小，几乎可以忽略不计。这意味着，在 2 MPa 的压力作用下，减振器的结构保持稳定，没有显著的变形或者应变累积，完全能够满足设备在正常工作条件下的使用需求。这一结果表明减振器在这种压力范围内具有良好的力学性能，能够有效维持其结构完整性和功能稳定性，保证设备在承载应力时不受过度变形的影响，从而确保系统运行的可靠性和安全性。

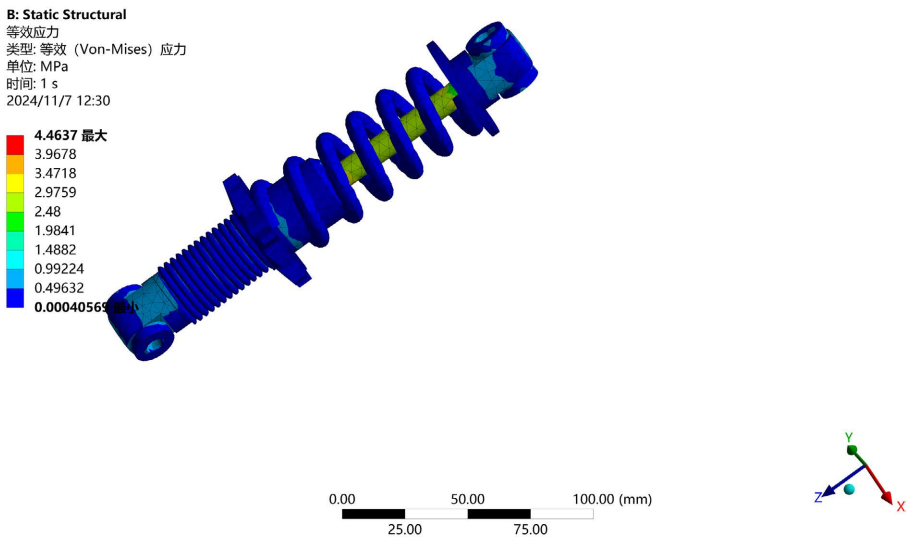


Figure 3. Equivalent stress
图 3. 等效应力

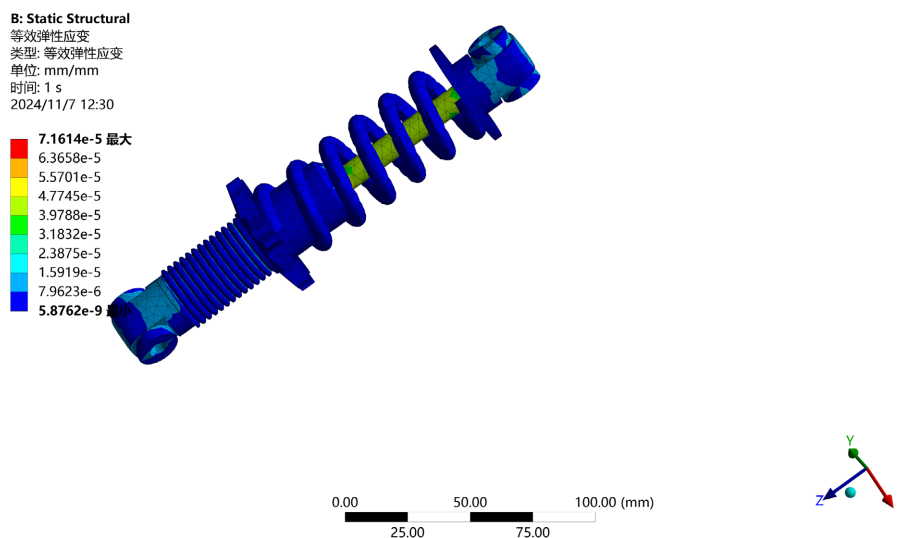


Figure 4. Equivalent elastic strain
图 4. 等效弹性应变

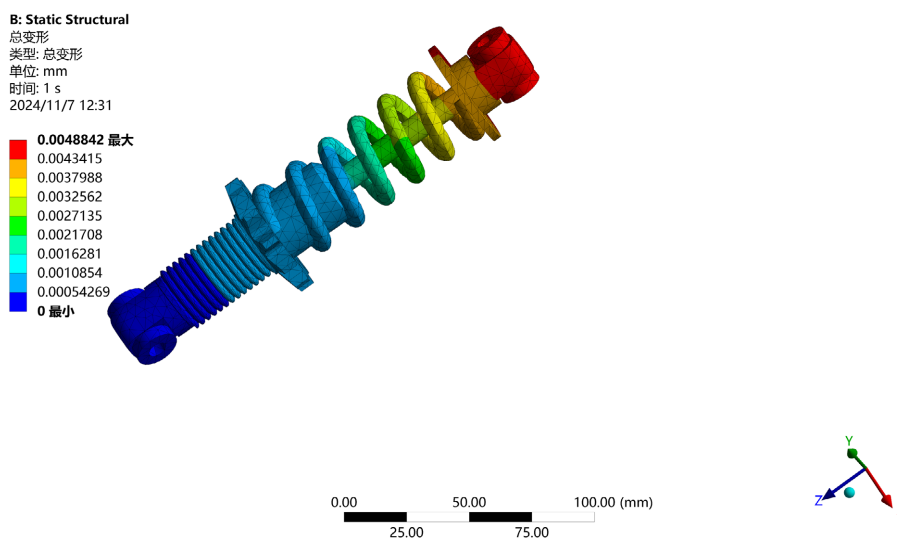


Figure 5. Total strain
图 5. 总变形

3. 模态分析

3.1. 模态原理

模态分析是求解结构在自由振动情况下的振动特性，求解的主要参数为固有频率及模态振型。因此对减振器进行模态分析是其结构设计的重要内容[9]。

由牛顿经典力学可知，动力学方程为：

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (1)$$

式中：M——质量矩阵；

C——阻尼矩阵；

K——刚度矩阵；

x ——位移向量;
 $\dot{x}$ ——速度向量;
 $\ddot{x}$ ——加速度向量;
 $F(t)$ ——外部载荷。

进行模态分析时, 可将外部载荷 $F(t)$ 设置为零, 同时将阻尼矩阵 C 也设置零[10], 此时的动力学方程为:

$$M\ddot{x}(t) + Kx(t) = 0 \tag{2}$$

设简谐运动方程为:

$$x(t) = \varphi_i \sin(\omega_i t) \tag{3}$$

可得出无阻尼的运动方程为:

$$(k - \omega_i^2) M \varphi_i = 0 \tag{4}$$

由于各节点的振幅不全为零, 由(4)可得[11]:

$$|k - \omega_i^2 M| = 0 \tag{5}$$

式中: ω_i ——第 i 阶固有频率;
 φ_i ——第 i 模态振型。

3.2. 模态仿真

模态分析中划分网格时采用自动划分方式, 共 29,653 个节点和 14,401 个单元。支持同静力学分析。结合减振器实际工作情况, 减振器承受车辆自身重量, 还有一个车辆振动时的力, 由于高阶模态对减振器的振动几乎没有影响, 因此只提取减振器的前六阶模态和振型[12]。表 3 和图 6 给出了减振器的模态振型图及振型描述。

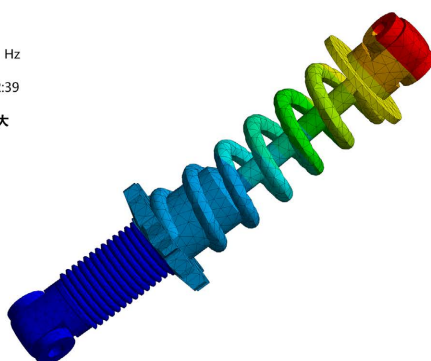
根据表 3 和图 6 中的数据与分析结果可知, 当减振器受到外部激励时, 如果外部激励的频率与减振器本身的固有频率相同或非常接近, 这将导致减振器发生共振现象。共振是一种典型的力学现象, 在这一状态下, 减振器会吸收大量的振动能量, 从而引起结构的剧烈响应。具体表现为减振器的弯曲变形和扭转变形大幅增加, 导致结构的位移、应力等大幅上升, 严重情况下甚至可能影响减振器的稳定性和使用寿命。

Table 3. First six natural frequencies and modal shapes diagram
表 3. 前六阶固有频率和模态振型

阶数	固有频率(Hz)	振型描述
1 阶	265.73	减振器在 XOZ 平面内一阶弯曲
2 阶	288.34	减振器在 YOZ 平面内一阶弯曲
3 阶	656.89	减振器在 YOZ 平面内一阶弯曲
4 阶	726.93	减振器在 YOZ 平面内二阶弯曲
5 阶	756.63	减振器在 YOZ 平面二阶扭转弯曲
6 阶	772.61	减振器在 YOZ 平面二阶扭转弯曲

C: 模态
总变形
类型: 总变形
频率: 252.14 Hz
单位: mm
2024/11/7 12:39

148.2 最大
131.73
115.26
98.797
82.331
65.865
49.398
32.932
16.466
0 最小



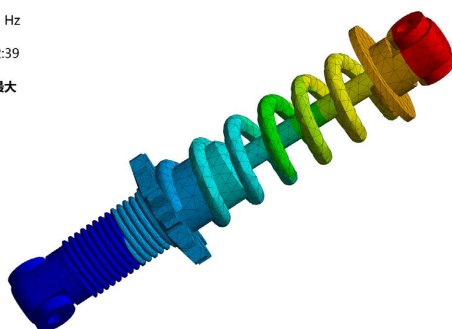
0.00 25.00 50.00 75.00 100.00 (mm)



(a) 第一阶模态振型

C: 模态
总变形 2
类型: 总变形
频率: 276.31 Hz
单位: mm
2024/11/7 12:39

133.07 最大
118.29
103.5
88.715
73.929
59.143
44.357
29.572
14.786
0 最小



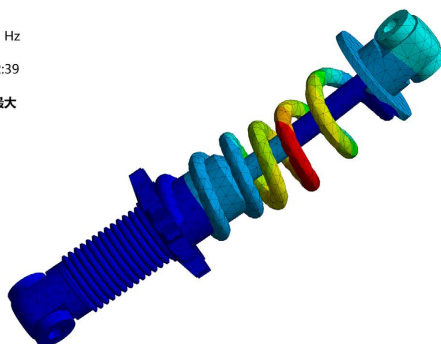
0.00 25.00 50.00 75.00 100.00 (mm)



(b) 第二阶模态振型

C: 模态
总变形 3
类型: 总变形
频率: 630.77 Hz
单位: mm
2024/11/7 12:39

235.86 最大
209.65
183.45
157.24
131.03
104.83
78.619
52.413
26.206
0 最小



0.00 25.00 50.00 75.00 100.00 (mm)



(c) 第三阶模态振型

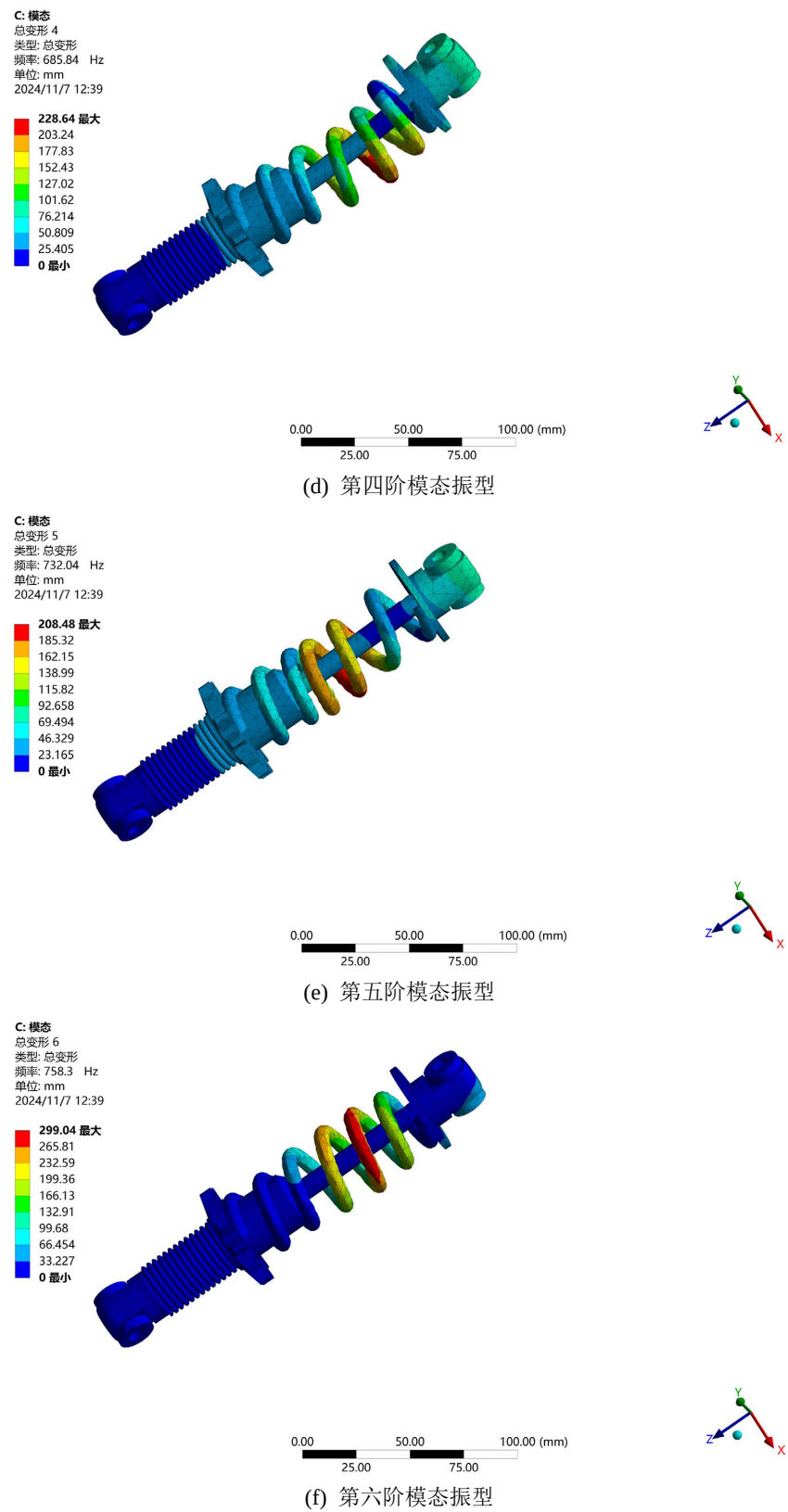


Figure 6. Sixth order modal shape diagram
图 6. 六阶模态振型

从图 6 可以观察到,减振器的最大振幅区域主要集中在轴端及轴心段。这意味着,在共振状态下,这些部位由于结构的形态特点和应力集中效应,更容易产生较大的振幅,进而承受更高的应力和变形。这些部位的弯曲和扭转变形最为明显,是减振器共振时的薄弱环节。

为避免共振对减振器结构的损伤,设计时可以采取措施,例如适当增加轴端及轴心段的尺寸。加大这些关键部位的尺寸能够有效提高其刚度,进而提升其抗弯曲和抗扭转的能力。刚度的增加可以使这些部位更难以发生较大的变形,从而减小在共振条件下的振幅。此外,加大尺寸还可以通过提高结构的固有频率,使其远离常见的外部激励频率,从源头上降低共振发生的可能性。

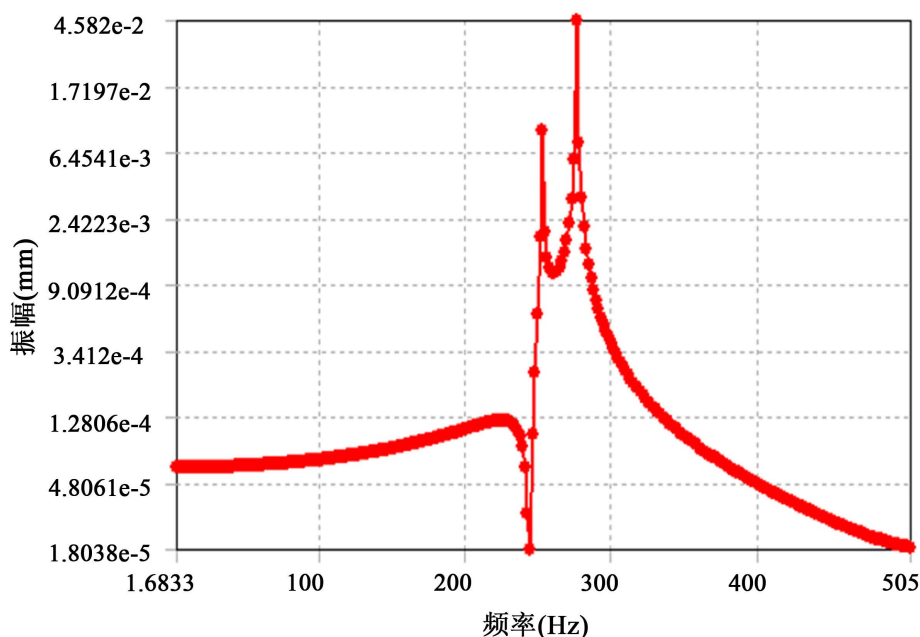
总之,通过调整减振器关键部位的几何尺寸,尤其是轴端和轴心段的尺寸,可以显著增强减振器抵御共振的能力,减少弯曲和扭转变形的幅度,从而确保减振器在各种工作环境下的稳定性和可靠性。同时,在设计时应尽量避免外部激励频率与固有频率重合或接近,防止因共振引发的结构损伤,延长减振器的使用寿命。

4. 谐响应分析

减振器在外部周期性激励下的动态响应特性至关重要。谐响应分析(Harmonic Response Analysis)是一种常用的方法,用于分析结构在正弦载荷作用下的稳态响应。常用的谐响应分析方法是模态叠加法,该方法是基于模态分析得到的各阶模态振型分别乘以系数后叠加起来[13]。

结合减振器的实际应用情况,在轴端施加一个 2 MPA 的压力,方向同静力学分析施加的力方向。根据模态分析得到的最大频率,结合模态分析最大频率与谐响应分析的频率关系得出应给谐响应分析频率区间设置为 0 到 1158.9 Hz(1.5 倍),求解方案间隔为 300,基于上述模态分析前六阶振型的结果对谐响应进行求解,分别得到频率响应图和相位图如图 7 所示。

图 7(a)展示了减振器的频率响应曲线,而图 7(b)则显示了相位曲线。通过分析这两张图可以得出,在外部激励频率为 266.83 Hz 和 726.83 Hz 时,减振器容易发生共振现象。在这些频率下,减振器的响应显著增强,结构开始剧烈振动,导致振幅急剧增大。



(a) 频率响应曲线

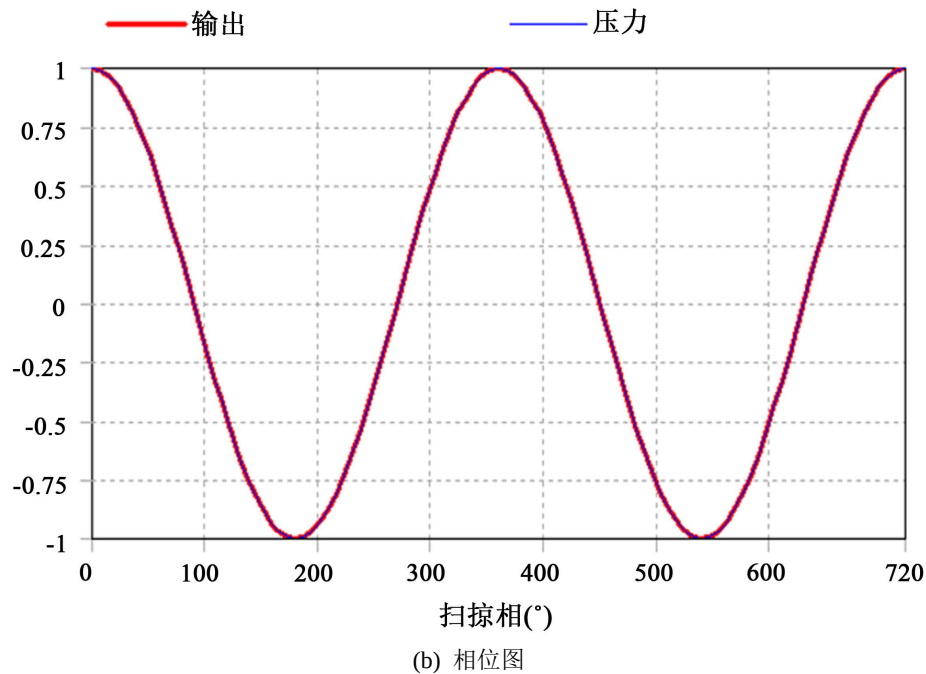


Figure 7. Frequency response curve
图 7. 频率响应曲线

具体来说，从图 7(a)的频率响应曲线可以看出，当频率达到 266.83 Hz 时，减振器首次出现共振，虽然此时的振幅尚未达到最大值，但振动响应已经明显增强。这说明在这一频率附近，减振器的固有频率与外部激励频率接近，导致其开始吸收更多的振动能量。

更为重要的是，在 726.83 Hz 时，减振器的振幅达到最大值，表明此时的共振现象尤为严重。此时，减振器吸收了大量外部振动能量，导致其振幅达到了峰值。这种大幅度的振动会使减振器的关键部位承受极高的应力和变形，长时间在这种条件下工作，极易导致材料疲劳、损伤甚至破坏，严重影响减振器的使用寿命和可靠性。

为了提高减振器的使用寿命，必须避免减振器在这些特定的共振频率下工作。当外部激励的频率接近 266.83 Hz 或 726.83 Hz 时，应采取措施调整工作条件，避免共振的发生。常见的解决办法包括：通过改变工作频率来避开共振频率区间，或者通过设计上的改进，例如增加减振器的刚度、改变几何尺寸或材料属性，来提高减振器的固有频率，从而使其远离外部激励的频率范围，避免共振现象[14]。

总而言之，在减振器的设计和应用中，频率响应特性是至关重要的指标。因此，在实际使用中，必须密切监控减振器的运行频率，确保其工作频率与共振频率保持足够的距离，以减少共振带来的结构损伤，延长减振器的使用寿命，确保设备的长期稳定运行。

5. 结论

本文对某款车辆的减振器进行了全面的有限元数值分析研究，包括三维建模、静力学分析、模态分析以及谐响应分析。

首先，利用有限元法对减振器进行三维建模，在静力学分析中得出了减振器在外部载荷作用下的应力云图和应变云图，从中可以清楚地看到应力集中区域，特别是减振器的轴心和轴端区域受到了较大的应力。

其次，根据模态分析理论，对减振器进行了详细的模态分析。通过分析，得到了减振器的前 6 阶固

有频率及其对应的模态振型。在某些模态下，减振器的轴心和轴端部位显示出较大的振动幅度。这些振动模式为后续的谐响应分析和共振现象的评估提供了参考依据。

通过谐响应分析，获得了减振器的位移-频率响应曲线。分析结果显示，减振器在特定频率下振幅达到最大，特别是在轴心和轴端区域，这些区域的振幅远远大于其他部分，表明它们是减振器最容易出现问题的区域。由于这些区域承受了较大的振动位移，极易出现应力集中现象，因此成为了减振器产生裂纹、损伤甚至失效的潜在区域。

基于上述分析结果，可以得出一个重要的设计改进方向：为了减少应力集中延长减振器的使用寿命，在后续的结构优化过程中，建议加大减振器的轴心和轴端区域的尺寸。通过增加这些关键部位的截面积，能够有效提高其刚度和承载能力，减少应力集中现象，进而降低这些部位发生疲劳和裂纹的风险。此外，优化设计时还可以考虑采用高强度材料或者增强轴心和轴端的局部支撑，以进一步减小小应力集中效应，确保减振器在各种工作环境下的安全性和稳定性，从而延长车辆的使用寿命并提高其整体性能。

参考文献

- [1] 张计军, 潘汉平, 谭宜松, 等. 汽车悬架技术发展趋势概述[J]. 内燃机与配件, 2023(24): 123-125.
- [2] 李欢. 汽车悬架减振器调校系统研究[D]: [硕士学位论文]. 锦州: 辽宁工业大学, 2022.
- [3] Preda, C., Bleotu, R.M. and Pinca-Bretotean, C. (2023) Dynamic Study through Numerical Simulations of Macpherson Suspension and Static Analysis of Shock Absorber Components. *Journal of Physics: Conference Series*, **2540**, Article 012022. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2540/1/012022>
- [4] Kumar, J. and Bhushan, G. (2023) Analysis and Improvement of Driver's Ride Comfort by Implementing Optimized Hybrid Semi-Active Vibration Damper with Fuzzy-Pid Controller. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, **47**, 2243-2255. <https://doi.org/10.1007/s40997-023-00637-x>
- [5] 马子卿. 基于同轴减振器性能差异的悬架性能分析[D]: [硕士学位论文]. 锦州: 辽宁工业大学, 2022.
- [6] 陈乘浪. 汽车底盘弹簧座减振器质量监控方法[J]. 时代汽车, 2022(19): 145-147.
- [7] Guo, X., Zong, S., Zhang, J. and Fang, Y. (2023) Modified Plasticity Constitutive Model for Extruded Aluminum Alloys. *Journal of Building Engineering*, **73**, Article 106717. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2023.106717>
- [8] Zhou, X., Inoue, T. and Heya, A. (2024) Investigating Inertia's Effects on Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers Using Multibody Dynamics and Shooting Analysis. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 1-15. <https://doi.org/10.1007/s42417-024-01530-w>
- [9] 郑锦涛. 车身试验模态分析方法对比研究[D]: [硕士学位论文]. 广州: 华南理工大学, 2012.
- [10] Nguyen, A., Reiter, S. and Rigo, P. (2014) A Review on Simulation-Based Optimization Methods Applied to Building Performance Analysis. *Applied Energy*, **113**, 1043-1058. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.08.061>
- [11] 赵运才, 黄书烽. 立式粉磨机立柱模态与谐响应分析[J]. 矿业研究与开发, 2012(6): 94-97.
- [12] Yang, B., Jiang, L., Wang, L., Yao, W. and Wu, Q.H. (2016) Nonlinear Maximum Power Point Tracking Control and Modal Analysis of DFIG Based Wind Turbine. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, **74**, 429-436. <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2015.07.036>
- [13] Peng, L., Yingyun, H. and Guidong, K. (2011). Crankshaft Dynamic Strength and Fatigue Life Calculation Based on Modal Superposition Analysis. 2011 *Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*, Shanghai, 6-7 January 2011, 52-57. <https://doi.org/10.1109/icmtma.2011.201>
- [14] Xu, J., Cui, X., Ding, H., Bao, P., Li, T., Tang, C., et al. (2023) Optimization of Vibration Absorbers for the Suppression of Rail Corrugation in the Sharp Curved Section with Cologne-Egg Fasteners. *Vehicle System Dynamics*, **62**, 395-410. <https://doi.org/10.1080/00423114.2023.2170255>