

预应力对汽车减震器固有频率的影响

穆增国,张纪平,李洪明

(中北大学 机械工程学院,山西 太原 030051)

摘要:为避免汽车减震器在工作中与汽车车身共振而使车内产生异响,运用 Solidworks 软件进行汽车减震器三维建模,通过 hypermesh 进行网格划分,使用 ANSYS-workbench 对汽车减震器进行自由模态和预应力模态分析,得到汽车减震器在自由模态和预应力模态下的固有频率和振型等振动特性,并对结果进行对比分析。研究结果表明:预应力模态更能真实反映汽车减震器在工作过程中的振动特性,而且根据对其频率的分析,可以使汽车减震器工作时避开共振区间,避免车内产生异响。

关键词:汽车减震器;模态分析;频率;振型

中图分类号:U463.213 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2021)01-0074-04

Effect of Prestress on Natural Frequency of Automotive Shock Absorber

MU Zengguo, ZHANG Jiping, LI Hongming

(College of Mechanical Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China)

Abstract: In order to prevent abnormal noise caused by car shock absorber from resonating with the car body in working state, the solidworks to model the car shock absorber in three dimensions were used first. Meshing through hypermesh was then carried out. By ANSYS-workbench, free vibration mode and the prestressed mode were analyzed to obtain the vibration characteristics of natural frequency and vibration mode of the automobile shock absorber in the free mode and the prestressed mode. Finally the whole comparison and analysis works were conducted on all the results. The research results show that the prestressed mode better reflects the vibration characteristics of the automotive shock absorber during the operation, and that the automotive shock absorber, according to the analysis of its frequency, is able to avoid the resonance interval in car operation and prevent the occurrence of different ring.

Keywords: car shock absorber; mode analysis; frequency; mode shape

0 引言

汽车减震器在汽车工作过程中比较容易损坏,其质量和工作性能的好坏,对汽车行驶的稳定性有重要影响,甚至会影响汽车其他部件的使用寿命。所以让减震器一直处于正常的工作状态非常重要。

本文以某型号汽车作为研究对象,通过整车道路试验发现车内异响产生的频率为 270~300 Hz。当汽车低速行驶过程中,筒式减振器活塞不断进行往复运动,在运动过程中提供阻尼力。当复原行程转换为压缩行程时,减振器空程使活塞杆轴向振动,此种振动经过减震器上侧固定器传递到车身,当该振动频率与减震器固有频率接近或重合时,发生共振并产生数百赫兹声音^[1]。宋睿等人认为轿车减震器异响为结构传递性异响,且异响频率为 250~450 Hz^[2]。舒红宇等人认为减震器的结构噪声发生在活塞杆复原和压缩行程换向过程中,频率范围在 100~450 Hz^[3]。税永波等人认为车辆在某些工况下导致减震器高频振动,当振动频率达到减振器的固有频率时振幅急剧增加,发生共振现象,产生噪声并传递到车

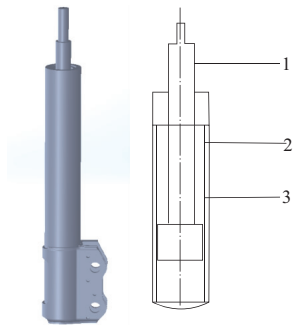
内^[4]。所以要了解汽车减震器的振动情况,需要对汽车减震器进行自由模态分析和预应力模态分析,分析它们的固有频率和振型,从而使汽车减震器可以避免与汽车车身发生共振。

1 汽车减震器有限元模型的建立

首先对减震器进行 SolidWorks 三维建模,如图 1 所示,其中主要零部件的尺寸如表 1 所示。其次在 hypermesh 中进行网格划分,并对汽车减震器各部件进行绑定约束;然后利用 ANSYS-workbench 对汽车减震器进行自由模态分析和预应力模态分析,其中模态提取方法采用 Block Lanczos。

表 1 主要零部件尺寸 单位:mm

主要零部件	最大直径	最小直径	长度	厚度
工作缸	34	32	337.0	2
活塞杆	32	10	406.5	—
贮油缸	48	37	360.1	3



1—活塞杆;2—贮油缸;3—工作缸。
图 1 汽车减振器三维建模图和简单示意图

1.1 材料属性

该型号汽车减震器由不同部件进行装配得到,其中主要部件材料属性如表 2 所示。

表 2 汽车减震器各部件材料参数

序号	部件名称	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(g/cm ³)
1	贮油缸	2.12×10 ⁵	0.30	7.87
2	活塞杆	2.12×10 ⁵	0.31	7.85
3	工作缸	2.10×10 ⁵	0.30	7.85
4	支架	2.16×10 ⁵	0.30	7.85
5	导向座	1.00×10 ⁵	0.28	6.50
6	底盖	2.10×10 ⁵	0.28	7.80

1.2 网格划分

本文采用六面体网格对汽车减震器各部件进行网格划分,以保证结果的准确性。汽车减震器网格单元数目为 106 030,节点数目为 133 454。图 2 为汽车减震器整体的网格划分图。



图 2 汽车减振器整体的网格划分图

2 模态分析

2.1 模态分析理论方法

由 Hamilton 变分原理得出其运动方程为

$$M_s \ddot{u} + C_s \dot{u} + K_s u = T_s \tag{1}$$

当 $T_s = 0$ 、 $C_s = 0$ 阻尼不被考虑时为自由振动。从而得出减震器无液压油条件下的振动方程

$$[M] \{\ddot{u}\} + [K] \{u\} = 0 \tag{2}$$

其中: $[M]$ 为结构质量阵; $[K]$ 为结构刚度阵; $\{u\}$ 为结构位移。预应力效应带来的附加刚度也可以用刚度阵表示。

2.2 自由模态分析

如图 3 所示,从左到右依次为汽车减震器前 6 阶自由模态。汽车减震器的前 6 阶固有频率及振型特征如表 3 所示。

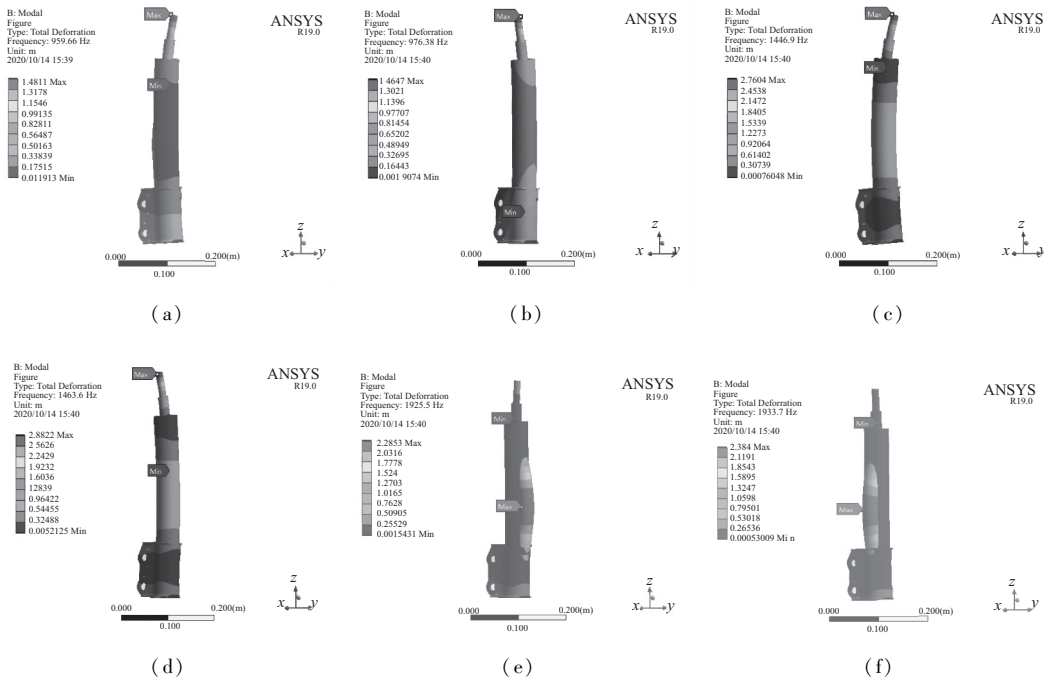


图 3 汽车减震器前 6 阶自由模态

表 3 汽车减震器前 6 阶固有频率及振型特征

阶数	频率/Hz	振型特征
1	959.66	减震器整体沿径向左右弯曲振动
2	976.38	减震器整体沿径向左右弯曲振动
3	1 446.90	减震器整体沿轴向伸缩变形
4	1 463.60	减震器整体沿轴向伸缩变形
5	1 929.50	减震器工作缸左右弯曲振动
6	1 933.70	减震器工作缸左右弯曲振动

2.3 实验验证

本实验通过某振动和噪声技术研究所的 DASP V10 来进行数据采集及信号处理。该实验通过锤击法进行采样测量,首先沿着某型号汽车减震器轴向均匀放置 5 个加速度传感器,加速度传感器用来进行测量信号数据;其次通过锤击法重复进行 3 组实验,然后将得到的时域波形进行傅里叶变换,挑选其中比较好的频响函数进行 Poly_LSCF 分析,得到集总传递函数稳态图(图 4)。表 4 为 Poly_LSCF 法模态拟合结果。

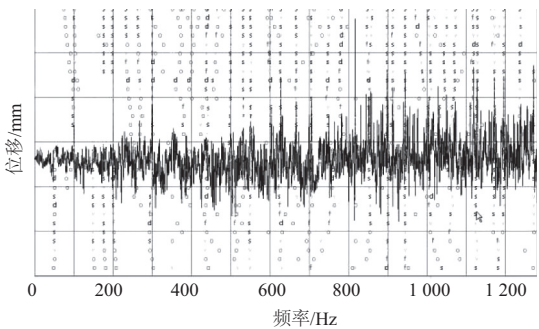


图 4 Poly_LSCF 法分析集总传递函数稳态图

表 4 仿真模态和实验模态对比

阶数	仿真模态/Hz	实验模态/Hz	误差/%
1	959.66	923.56	3.9
2	976.38	925.78	5.5
3	1 446.90	1 356.25	6.7
4	1 463.60	1 364.56	7.2
5	1 929.50	1 755.61	9.9
6	1 933.70	1 767.32	9.4

对汽车减震器相关性分析如图 5 所示,主对角线模态 MAC 值为 1,MAC 非对角元值远<1,说明各阶计算振型独立性越好。各阶模态的相关性很小,模态之间出现混淆的可能性很低,所以本实验结果可信。

通过对汽车减震器自由模态进行分析后发现,最小阶数频率 959.66 Hz,远>300 Hz,所以对汽车减震器自由模态分析不能准确反映汽车减震器工作过程中的振动频率。

接下来要对汽车减震器进行预应力模态分析,来验证汽车减震器在不同工况下的振动频率是否在 270~300 Hz 内。

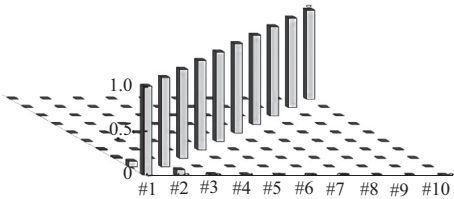


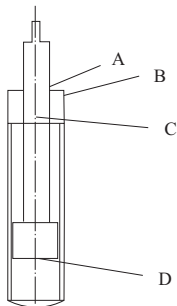
图 5 模态 MAC 图

2.4 预应力模态

预应力模态分析用于计算有预应力结构的固有频率和振型^[5]。施加在汽车减震器上的两种预应力如表 5 所示,受力图如图 6 所示。

表 5 施加在汽车减震器上的两种预应力

单位:N					
序号	受力位置	F	F_x	F_y	F_z
1	A:活塞杆上端受力(工况 1)	2 580.70	1 500	-2 100	0
2	B:缓冲块力(工况 1)	11 000.00	0	0	-11 000
3	C:活塞杆受导向座力(工况 1)	3 605.60	-2 000	3 000	0
4	D:活塞受力(工况 1)	632.46	200	-600	0
5	A:活塞杆上端头受力(空载)	111.80	50	-100	0
6	C:活塞杆受导向座力(空载)	192.09	-150	120	0
7	D:活塞受力(空载)	291.20	80	-280	0



A—活塞杆上端受力位置;B—缓冲块施力位置;
C—导向座受力位置;D—活塞受力位置。

图 6 汽车减震器受力图

在这里以工况 1 为例,进行预应力模态分析。如图 7 所示从左到右依次为工况 1 作用下的前 6 阶预应力模态。

工况 1 和空载工况下的前 6 阶预应力模态固有频率及振型特征如表 6 所示。

由图 7、表 6 可知,汽车减震器在工况 1 和空载工况下预应力模态的前 2 阶固有频率都在 200~300 Hz 范围内,接近异响发生频率 270~300 Hz,而且前 2 阶模态阵型特征都为活塞杆轴向伸缩振动,由引言中所引用文献[1]的内容可得出:汽车减震器在前 2 阶预应力模态下易与汽车车身发生共振,引发异响,所以汽车减震器在工作过程中要避免前 2 阶固有频率。

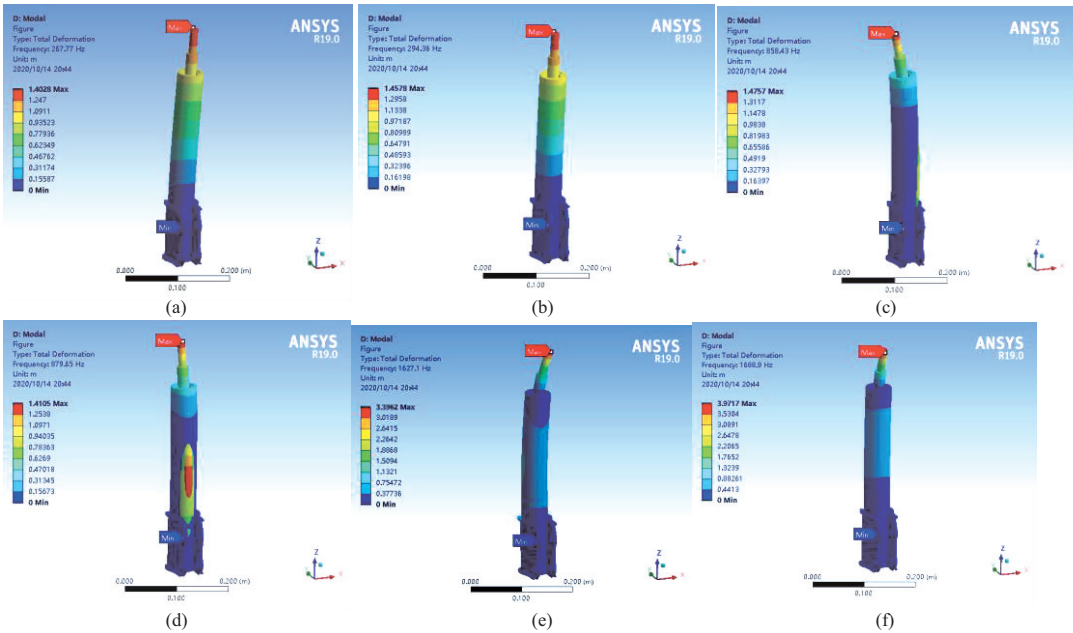


图 7 工况 1 作用下汽车减震器前 6 阶预应力模式

表 6 工况 1 和空载工况作用下汽车减震器前 6 阶预应力模式固有频率及振型特征

阶数	工况 1 频率/Hz	空载工况频率/Hz	工况 1 振型特征	空载工况振型特征
1	267.77	269.48	减震器活塞杆沿轴向伸缩振动	减震器活塞杆沿轴向伸缩振动
2	294.36	296.12	减震器活塞杆沿轴向伸缩振动	减震器活塞杆沿轴向伸缩振动
3	858.43	860.11	减震器整体沿径向前后弯曲振动	减震器整体沿径向前后弯曲振动
4	879.65	881.39	减震器整体沿径向左弯曲振动	减震器整体沿径向左弯曲振动
5	1 627.10	1 627.60	减震器活塞杆沿轴向伸缩振动	减震器整体沿径向左弯曲振动
6	1 688.90	1 689.50	减震器活塞杆沿轴向伸缩振动	减震器活塞杆沿轴向伸缩振动

2.5 不同预应力下的模态分析

表 7 为不同预应力下各阶模态频率。

表 7 不同预应力下各阶模态频率表

单位:Hz						
预应力	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶	第 6 阶
工况 1	267.77	294.36	858.43	879.65	1 627.10	1 688.90
空载	269.48	296.12	860.11	881.39	1 627.60	1 689.50
自由模态	959.66	976.38	1 446.9	1 463.6	1 929.50	1 933.70

由表 7 可以看出,汽车减震器在两种工况下的固有频率比较接近,可以说明施加不同的预应力对汽车减震器固有频率影响较小。预应力的加载可以使减震器的固有频率有所降低。

3 结语

1) 相较于自由模态分析,预应力模态下的频率和振型更接近汽车减震器真实工作时的的工作频率和振型,更能

反映汽车减震器工作时的振动特性。

2) 预应力的加载可以使汽车减震器在有预应力情况下的固有频率降低,振型特征也有很大改变。

3) 两种预应力模态前 2 阶固有频率都接近汽车异响发生频率,所以汽车减震器在工作过程中要避免前 2 阶固有频率,防止共振产生,以避免车内产生异响。

参考文献:

[1] 俞大卫, 罗金良. 汽车筒式减振器异响成因分析[J]. 兵工学报(坦克装甲车与发动机分册), 2000(1): 19-26.
[2] 宋睿, 丁渭平, 杨明亮, 等. 汽车悬架减振器结构传递异响的试验研究[J]. 汽车技术, 2011(7): 39-42.
[3] 和题, 张春鑫, 齐昊, 等. 双筒式汽车液压减振器异响诊断[J]. 液压与气动, 2020(2): 131-137.
[4] 税永波, 戎红俊, 丁渭平. 汽车液压减振器抗异响稳健性设计[J]. 液压与气动, 2018(9): 20-25.
[5] 吴云豪. 钳盘式制动器振动模态及热结构耦合分析[D]. 沈阳: 东北大学, 2015.

收稿日期:2020-06-19