基于 ABAQUS 圆柱壳减振装置振动特性研究

王江波,强宝民

(火箭军工程大学,西安 710025)

摘要:目的 研究圆柱壳减振装置在货物包装中的振动特性。方法 利用有限元软件 ABAQUS 对圆柱壳 减振装置的材料属性进行精确建模,使用模态分析方法得到圆柱壳减振装置在径向、横向和周向的模态 振型云图,以及所对应的固有频率,在此基础上研究减振装置材料的弹性模量和货物重力对减振装置振 动特性的影响。结果 减振装置的自振频率随着材料弹性模量和货物重力的增加而显著提高,结合具体 实例将减振装置在无重力挤压下的最低自振频率由原先的 11.25 Hz 提高到 19.51 Hz,在重力挤压下由 19.51 Hz 提高到 31.24 Hz,避免了共振的发生。结论 通过改变减振装置材料的弹性模量可以有效避开 外部激励源的谐振载荷频率范围。

关键词:减振装置;有限元;振动特性;弹性模量 中图分类号:TB485.3 文献标识码:A 文章编号:1001-3563(2017)17-0112-06

Vibration Characteristics of Cylindrical Shell Vibration Absorber Based on ABAQUS

WANG Jiang-bo, QIANG Bao-min (Rocket Force University of Engineering, Xi'an 710025, China)

ABSTRACT: The work aims to study the vibration characteristics of the cylindrical vibration absorber in cargo packaging. The material properties of the cylindrical vibration absorber were accurately modeled with the finite element software ABAQUS. The nephogram of the modal vibration type of the cylindrical vibration absorber in radial, transverse and circumferential directions and the corresponding inherent frequency were obtained by the modal analysis. Based on that, the influence of the elastic modulus and weight of the cargo on the vibration characteristics of the vibration absorber was studied. The natural vibration frequency of the vibration absorber was significantly improved with the increase in the elastic modulus and the weight of the cargo. In combination with the specific examples, the minimum natural vibration frequency of the vibration absorber was increased from the original 11.25 Hz to 19.51 Hz, and increased from 19.51 Hz to 31.24 Hz under gravity extrusion, so as to avoid the resonance. By changing the elastic modulus of the vibration absorber, the resonant load frequency range of the external excitation source can be effectively avoided. **KEY WORDS:** vibration absorber; finite element; vibration characteristics; elastic modulus

圆柱壳减振装置作为圆柱形精密仪器包装的主要结构,在卫星、火箭等大型圆柱形航天器的运输中 发挥着重要作用。由于该种减振装置要长时间贮存、 支承和运输精密货物,所以该结构主要由2种复合材 料粘黏而成。圆柱壳减振装置包裹在货物外层,其中 硬质聚氨酯属于粘弹性材料,具有优良的减振性能, 内层的海绵层属于超弹性材料,可以适应与货物的接 触公差。减振性能是减振装置设计最重要的因素,并 直接影响货物在运输时的可靠性。圆柱壳减振装置主 要振型有周向、径向和横向这3种,减振装置的周向 扭转模式影响货物在圆周方向上的振动,进而使货物 发生扭转;径向模式会直接影响在垂直方向的振动; 横向平移模式和横向弯曲模式则影响货物在横向方 向的振动,这个在车辆加减速或者制动时最为明显。

圆柱壳减振装置的刚度、质量分布和振动特性是 减振装置设计的主要因素。在圆柱壳力学研究方面,

收稿日期: 2017-03-30

作者简介:王江波(1992—),男,火箭军工程大学硕士生,主攻武器系统振动特性。

通讯作者:强宝民(1965-),男,火箭军工程大学教授,主要研究方向为起重设备故障检测与维修。

· 113 ·

通常有试验、数学解析和有限元等3种方法[1]。仲健 林、马大为^[2]基于轴对称平面应变假设,推导了海绵 圆筒和橡胶圆筒的径向应力、切向应力和径向位移的 解析公式,建立了位移边界条件下适配器受压问题的 非线性常微分解析方程组。杨敏、黎启胜^[3]采用 Boltzmann 线粘弹性元件本构理论,运用假设模态法、 Galerkin 方法、与数值计算相结合的方法,建立了均 匀受压粘弹性圆环的屈曲模型。Kim^[4]等获得了外部 弹性支撑圆板面内自由振动的精确解和相应的振型。 Park^[5]采用 Helmholtz 分解法得到了夹支圆板面内自 由振动固有频率方程的解析解。Bashmal^[6-7]求解了 4 种典型边界圆(环)板的面内自由振动问题,采用 Rayleigh Ritz法获得了自振频率的数值解和相应的振 型。对于聚氨酯泡沫材料的研究,潘君^[8]分析柱坐标 系下任一厚圆柱壳体单元的三向应力状态,考虑薄壳 中忽略的沿厚度方向,即 R 方向变化的正应力和剪切 应变,推导厚壳体中任一单元点运动方程和振动状态 方程。齐明思、孙亮^[9-10]利用马歇特锤实验和冲击实 验对聚氨酯缓冲性能进行了分析。Young HaKim^[11] 等通过压力控制法(CT)制备具有负泊松比的聚氨酯 泡沫, 该泡沫体显示出了优异的弹性与冲击吸收。张 峰[12]等研究了泡沫铝-聚氨酯复合材料的厚度对其缓 冲性能的影响。M. Avallea^[13]等在静态冲击载荷条件 下,通过实验方法评价了3种聚合物泡沫(即 EPP, PUR 和 PS/PA 泡沫)在室温下的力学性能。通过能 量吸收图方法和效率图方法检查了能量吸收特性。

鉴于目前利用有限元方法研究圆柱壳振动特性的研究比较少且目前有限元计算机软件比较成熟,相 比解析方法和试验方法能够高效、准确得出结果。研 究利用 Abaqus 有限元分析软件,首先建立三维圆柱 壳减振装置的模态分析方法,然后分析材料属性对振 动特性的影响,为圆柱壳减振装置在运输过程中包装 材料属性的要求提供参考。

1 圆柱壳减振装置动态线性有限元理论与 数值方法

1.1 圆柱壳动力学系统的求解方程

圆柱壳动力学方程可以表示为[14-15]:

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{x} = f(t) \tag{1}$$

(2)

式中: M, C, K分别为系统的质量矩阵、阻尼矩 阵、刚度矩阵, 假定它们是 $n \times n$ 阶是实对称阵, 且M为正定的, C不满足可对角化; $x, \dot{x}, \dot{x}, f(t)$ 分别为系统的位移向量、加速度向量和激振力向量, 都是n阶列向量。

对应系统的自由运动,有: *M*x+*C*x+*K*x=0

$$x = u e^{\lambda t} \tag{3}$$

式中: λ与*u*分别为待定的特征值与特征向量,将 上述*x*代入式(2),可得:

$$[\lambda^2 M + \lambda C + K]u = 0 \tag{4}$$

$$\left|\lambda^2 M + \lambda C + K\right| = 0 \tag{5}$$

这就是线性阻尼系统的特征方程,求解式(5)就可 得到系统的固有频率以及每一个固有频率所对应的 主振型。

1.2 圆柱壳减振装置有限元建模关键参数的求解

圆柱壳减振装置结构见图1,主要由可反复长时 间挤压的超弹性海绵和高分子聚合物的粘弹性硬质 聚氨酯泡沫组成,其中硬质聚氨酯为主体减振材料。





Fig.1 Schematic diagram of cylindrical vibration damping device

1.2.1 海绵超弹性体建模参数求解

海绵是一种各向同性超弹性材料,其应变能的密度写成变形张量($\overline{I}_1, \overline{I}_2, J$)的函数,即 $e = e(\overline{I}_1, \overline{I}_2, J)$,本构关系用多项式形式的应变能密度表示为:

$$e = \sum_{i+j=1}^{N} C_{ij} (\overline{I}_1 - 3)^i (\overline{I}_2 - 3)^j + \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{D_i} (J - 1)^{2i}$$
(6)

式中: e为应变能密度; \overline{I}_1 , \overline{I}_2 为应变张量; J为变 形后与变形前之体积比; C_{ij} , D_i 为待求系数,其中 D_i 决定材料是否可以压缩,如所有 D_i 都为0,则材料是 完全不可压缩的。

由于海绵是小变形,所以有 $\overline{I}_1 \rightarrow 3, \overline{I}_2 \rightarrow 3, J \rightarrow 1$, 忽略二阶以上及二阶以上小量,式(6)变为:

$$e = C_{10}(\overline{I_1} - 3) + C_{01}(\overline{I_2} - 3) + \frac{1}{D_1}(J - 1)^2$$
(7)

式(7)是超弹性材料小变形情况的本构关系。上述的材料常数通常需要试验方法获得,但对于已经成型的海绵元件,试验方法很难确定其材料参数。Lee和 Rivin提出了一种经验公式,通过海绵的IRHD硬度指 标来确定材料的弹性模量和剪切模量,再由材料常数 和弹性模量的关系来确定材料常数。基本公式为:

$$\begin{cases}
G = \frac{E_0}{3} = 2(C_{10} + C_{01}) \\
\frac{C_{01}}{C_{10}} = 0.05
\end{cases}$$
(8)
(9)

通过IRHD型硬度计测得其硬度为25 MPa,将其 代入式(8)得到其弹性模量 E_0 =56.3 MPa,再由式(9)可 求得 C_{10} =8.94 MPa, C_{01} =0.447 MPa。海绵材料可以压 缩, D_1 值为1。由此在就可确定海绵超弹性体材料的 参数。

1.2.2 硬质聚氨酯参数求解

对于粘弹性材料的应力-应变关系,这里采用 Maxwell模型(见图2),它是一种由弹性元件和粘性元 件串联而成的模型,对弹性元件有:

$$\sigma = k \varepsilon$$
 (10)
对粘性元件有:

$$\sigma = \eta \frac{\mathrm{d}\varepsilon}{\mathrm{d}t} \tag{11}$$

式中: k为弹性模量; η 为粘度; $\frac{d\varepsilon}{dt}$ 为应变速率。



图 2 Maxwell 模型 Fig.2 Maxwell model

弹性元件和粘性元件组合的总应变等于弹性和 粘性应变的和。假设弹性元件和粘性元件的应变分别 为ε₁和ε₂,则模型的总应变为:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \tag{12}$$

将其对时间求一次导数,并利用式(10)和式(11), 可得:

$$\varepsilon(t) = \left(\frac{1}{k} + \frac{t}{\eta}\right)\sigma\tag{13}$$

式(13)就是粘弹性材料的应力-应变-时间的关系称为本构方程。该种模型的蠕变模量为:

$$C_{\rm c}(t) = \frac{1}{k} + \frac{t}{\eta} \tag{14}$$

根据式(13),取样聚氨酯试验样品,在定压力作 用下观察其应变随时间的变化,得到蠕变时间为1.25, 1.52, 2.43, 3.13, 3.54 s时对应的蠕变模量分别为0.02, 0.10, 0.14, 0.23, 0.26 MPa,根据拉格朗日插值法即可 求出弹性模量和粘度分别为10 023 731 Pa和2.247 Pa·s,从而对粘弹性材料聚氨酯进行建模。

2 圆柱壳减振装置有限元模态分析

2.1 圆柱壳减振装置有限元模型

根据所确定的圆柱壳材料参数建立有限元模型。 已知圆柱壳海绵层密度为25 kg/m³,内径为0.7 m,外 径为0.708 m,硬质聚氨酯泡沫密度为300 kg/m³,外 径为0.748 m,减振装置轴向长度为0.6 m。利用创建 分区和拆分集合元素功能对减振装置进行分层。对材 料的弹性模量、泊松比、密度和粘度等属性进行定义, 然后创建边界条件,接着采用八结点线性六面体单 元,减缩积分的方式对其进行网格划分,得到如图2 所示的有限元模型,共有24 336个节点,23 660个单元。



图 3 圆柱壳减振装置有限元网格 Fig.3 Finite element grid diagram of cylindrical vibration damping device

2.2 振动模态和固有频率

圆柱壳减振装置的模态振型主要有径向、横向和 周向模态。

2.2.1 径向

径向模态主要反映的是圆柱壳减振装置径向振动形态,其与货物的安全可靠性有很大关系。其前3阶模态振型见图4,各阶对应的固有频率分别为23.73,46.34,68.03 Hz。

2.2.2 横向

横向模态会使圆柱壳减振装置发生摆振,影响货物的俯仰摆动。横向模态又分为横向平移和横向翻转,其中平移模态振型见图5,其各阶对应的固有频率分别为35.01,66.38,71.34,72.02 Hz。翻转模态振型见图6,其各阶对应的固有频率分别为27.71,47.72,69.00,74.32 Hz。









图 5 圆柱壳减振装置横向平移振动模态 Fig.5 Transverse translation vibration mode of cylindrical vibration damping device



图 6 圆柱壳减振装置横向翻转振动模态 Fig.6 Cylindrical vibration damping device lateral flip vibration mode

2.2.3 周向

周向模态会使圆柱壳减振装置发生周向滑移。其前3阶模态阵型见图7。各阶对应的固有频率分别为 19.51, 56.20, 82.71 Hz。



图 7 圆柱壳减振装置周向振动模态 Fig.7 Cylindrical vibration damping device lateral flip vibration mode

3 材料特性对圆柱壳减振装置固有频率的 影响

由于在货物运输包装过程中主要针对货物重量 选择合适的包装材料,所以这里主要研究减振装置主 体材料的刚度和货物重力对其固有频率的影响,为改 善货物的平顺性和安全可靠性设计和选择的依据。假 设货物运输时外部激励源的谐振载荷在0~30 Hz范围 内,为使货物避开此频率范围,则应该使圆柱壳减振 装置在货物重力挤压下的最低自振频率大于30 Hz。 而由上面分析得知圆柱壳减振装置在径向、横向弯曲 和周向的一阶固有频率都小于30 Hz,这非常不利于 货物的运输。这就需要对减振装置振动特性的影响因 素进行研究。

在无货物重力挤压下,聚氨酯弹性模量对圆柱壳 减振装置振动固有频率的影响见图8,图8中只列出前 14阶的振动模态的固有频率,弹性模量为1,5,10 MPa 时对应的最低频率分别是11.25,15.43,19.51 Hz。圆 柱壳减振装置振动模态的固有频率随着聚氨酯材料 弹性模量的增大而增加,并且对高阶模态固有频率的 影响最为显著。





由于圆柱壳减振装置的工作状态是在货物重力 挤压下进行的,所以有必要考虑货物重力大小对圆柱 壳减振装置振动固有频率的影响,圆柱壳中心建立参 考点,将此参考点与海绵体内圈耦合,然后在建立此 参考点上建立集中力,大小分别为100 kN和120 kN, 对其分别进行模态分析,对比无重力状态得到结果见 图9。当圆柱壳减振装置不受重力挤压时,其最小固 有频率为19.51 Hz;当施加100 kN的重力时最小固有 频率提高到28.53 Hz;当重力为120 kN时,最小固有 频率为31.24 Hz。可以看出货物的重力载荷增加了圆 柱壳减振装置的刚度,因而提高了其振动频率。此结 果也说明减振装置当受到货物重力的挤压时,固有频 率发生改变的本质是由于材料的刚度特性发生了 改变。



4 结语

利用ABAQUS有限元软件研究圆柱壳减振装置 的振动和固有频率特性,得到了圆柱壳减振装置径向 模式、横向平移弯曲模式和周向扭转的振动模态振型 图及其所对应的频率,并且计算过程相对简单迅速, 是圆柱壳减振装置振动特性研究的理想方法。研究了 圆柱壳减振装置的材料特性和外力挤压下对其固有 频率的影响,分析得到减振装置固有频率随着材料弹 性模量的增加而增加,对高阶模态的影响最为显著。 外力挤压也会增加各阶模态的固有频率。为使减振装 置的最低自振频率大于30 Hz,一种方法就是增加货 物重量,但这个不太实际,而另一种方法就是增加材 料的弹性模量。当聚氨酯弹性模量为10 MPa时最低自 振频率为31.24 Hz,可以有效避免共振的发生。利用 有限元模态分析的方法对圆柱壳减振装置的振动特 性进行研究,得到对工程应用有用的一些结论,下一 步将结合试验,对文中分析结果进行比较,从而验证 有限元分析方法的可靠性。

参考文献:

- 冯希金,郑小刚,危银涛,等.轮胎振动特性的有限 元分析及关键影响因素研究[J].轮胎工业,2013(13): 12—20.
 FENG Xi-jin, ZHENG Xiao-gang, WEI Yin-tao, et al. Finite Element Analysis and Key Influencing Factors of Tire Vibration Characteristics[J]. Tire Industry, 2013(13): 12—20.
- [2] 仲健林,马大为.海绵/橡胶适配器应力和变形模式的轴对称平面应变解析[J]. 航空学报, 2014, 35(12): 3324—3330.
 ZHONG Jian-lin, MA Da-wei. Axisymmetric Plane Strain Analysis of Sponge and Rubber Adapter Stress and Deformation Model[J]. Journal of Aeronautics, 2014, 35(12): 3324—3330.
- [3] 杨敏,黎启胜. 均匀受压粘弹性圆环稳定性分析[J]. 强度与环境, 2009, 36(5): 26—32.
 YANG Min, LI Qi-sheng. Uniform Pressure Viscoelas-

tic Ring Stability Analysis[J]. Strength and Environment, 2009, 36(5): 26-32.

- [4] KIM C B, CHO H G. Exact Solutions of In-plane Natural Vibration of a Circular Plate with Outer Edge Restrained Elastically[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(9): 2173–2189.
- [5] PARK C I. Frequency Equation for the In-plane Vibration of a Clamped Circular Plate[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 313(1): 325–333.
- [6] BASHMAL S, BHAT R, RAKHEJA S. In-plane Free Vibration of Circular Annular Disk[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 322(1): 627–640.
- [7] BASHMAL S, BHAT R, RAKHEJA S. In-plane Free Vibration Analysis of Annular Disk with Point Elastic Support[J]. Shock and Vibration, 2011, 18(4): 627– 640.
- [8] 潘君厚. 圆柱壳的振动分析及阻尼减振效果的研究 与应用[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
 PAN Jun-hou. Vibration Analysis of Cylindrical Shell and Damping Effect of Vibration Damping[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014.
- [9] 齐明思,孙亮.基于马歇特锤实验的聚氨酯缓冲性 能分析[J].包装工程,2016,37(3):108—110.
 QI Ming-si, SUN Liang. Buffer Performance of Polyurethane Based on the Machete Hammer Experiment[J]. Packaging Engineering, 2016, 37(3):108—110.
- [10] 孙亮,齐明思,王俊元,等.基于冲击实验的泡沫铝-聚

氨酯缓冲性能研究[J]. 包装工程, 2015, 36 (15): 73—76. SUN Liang, QI Ming-si, WANG Jun-yuan, et al. Cushion Performance of Aluminum Foam- polyurethane by Impact Test [J]. Packaging Engineering, 2015, 36(15): 73—76.

- [11] YOUNG H K, CHONG S C, PARK J C, et al. An Improvement in Shock Absorbing Behavior of Polyurethane Foam with a Negative Poisson Effect[J]. Key Engineering Material, 2007, 342/343: 845—848.
- [12] 张峰, 刘亚青, 齐明思. 泡沫铝-聚氨酯复合材料的 厚度对其缓冲性能的影响[J]. 包装工程, 2011, 32(9): 24—26.
 ZHANG Feng, LIU Ya-qing, QI Si-ming. Effect of Thickness of Foamed Aluminum-Polyurethane Composites on Its Buffering Performance[J]. Packaging Engineering, 2011, 32(9): 24—26.
- [13] AVALLEA M, BELINGARDIA G, MONTANINI R, et al. Characterization of Polymeric Structural Foams under Compressive Impact Loading by Means of Energy-absorption Diagram[J]. International Journal of Impact Engineering, 2001, 25(5): 455–472.
- [14] 程云鹏. 机械振动学(线性系统)[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2001.
 CHENG Yun-peng. Mechanical Vibration(Linear System)[M]. Hangzhou: Zhejiang University Press, 2001.
- [15] SILVA C W D. Vibration Fundamentals and Practice[J]. Mechanical Engineering, 1999, 49(5): 83.